



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Facultad de Ciencias Físicas

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de
Fluidos

Simulación fluidodinámica de una bomba centrífuga

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Víctor Manuel ANICAMA MATOS

Lima, Perú

2008



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Anicama, V. (2008). *Simulación fluidodinámica de una bomba centrífuga*. Monografía Técnica para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, Facultad de Ciencias Físicas, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima, Perú.

A mis Padres, hermana, pareja y amigos, que me apoyaron en mis ideas.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco mucho a la Universidad Nacional Mayor de San Marcos y en especial a la E.A.P. de Ing. Mecánica de fluidos por darme las herramientas básicas para defenderme en el ambiente laboral y por darme las primeras pautas de la simulación numérica de los fluidos. Agradezco a la Comisión Nacional de Investigación y Desarrollo Espacial (CONIDA) por haberme dado la oportunidad de realizar mis primeras prácticas profesionales en el área de cálculo y simulación, además de conocer a un gran grupo humano que me permitieron participar con ellos, en uno de los proyectos mas importantes de nuestro país, como fue el lanzamiento de primer cohete sonda del Perú “Pedro Paulet”.

Y también agradezco a la empresa Hidrostal S.A. y en especial al área de Investigación y Desarrollo (I&D) por darme la confianza y la oportunidad de plasmar mi experiencia adquirida en simulación de fluidos en sus aplicaciones y también por la ayuda que me brindo para el desarrollo de la presente monografía.

Además agradezco a mi familia que siempre me apoyo en todo momento y siempre estuvo presente en los momentos más difíciles de mi vida. También a mi pareja que muchas veces tuvo que soportar mi mal genio y los muchos fines de semana que tuvimos que pasar sin salir. Finalmente agradezco a los amigos que en el transcurso de mi vida académica y profesional fui conociendo y de los cuales aprendí muchas cosas.

INDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
INDICE DE TABLAS.....	v
INDICE DE FIGURAS	vi
RESUMEN.....	vii
OBJETIVOS	viii
 I. CONCEPTOS BASICOS DE LA MECANICA DE FLUIDOS	 1
1.1 Mecánica de fluidos	1
1.2 Definición de fluido	1
1.3 Volumen de control y sistema.....	2
1.4 Medio continuo	2
1.5 Propiedades del flujo.....	3
1.5.1 Temperatura	3
1.5.2 Velocidad	3
1.5.3 Presión	4
1.5.4 Esfuerzo	4
1.6 Propiedades del fluido.....	6
1.6.1 Densidad	6
1.6.2 Volumen específico	6
1.6.3 Peso específico.....	6
1.6.4 Compresibilidad.....	7
1.6.5 Dilatación volumétrica.....	7
1.6.6 Calor específico	7

1.6.7	Viscosidad.....	7
1.7	Flujos laminares y turbulentos	9
1.8	Flujos compresible e incompresible.....	9
1.9	Flujos internos y externos	10
1.10	Ecuación de conservación de masa	10
1.11	Ecuación de momento	15
1.12	Modelos de turbulencia	18
1.12.1	La descomposición de Reynolds.....	18
1.12.2	Modelo Sparlat-Allmaras.....	20
1.12.3	Modelo k- ϵ	20
1.12.4	Modelo RNG k- ϵ	20
1.12.5	Modelo Realizable k- ϵ	21
II.	CONCEPTOS BASICOS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	22
2.1	Clasificación de las bombas según la dirección del flujo.....	22
2.1.1	Bombas de flujo radial.....	22
2.1.2	Bombas de flujo radioaxial	25
2.1.3	Bombas de flujo axial	28
2.2	Clasificación de las bombas según el tipo de impulsor.....	29
2.2.1	Impulsor abierto	29
2.2.2	Impulsor semiabiertos.....	29
2.2.3	Impulsor cerrado	30
2.2.4	Ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado.....	30
2.3	Concepto de una bomba centrífuga.....	31
2.4	Partes de una bomba centrífuga	31
2.4.1	Brida de succión.....	31
2.4.2	Impulsor	32
2.4.3	Voluta	32
2.4.4	Brida de descarga.....	32
2.5	Variables importantes.....	34
2.5.1	Número de Reynolds.....	34
2.5.2	Caudal	34
2.5.3	Velocidad específica	34
2.5.4	Gravedad específica	35

2.5.5	Altura dinámica total	35
2.5.6	Potencia hidráulica.....	36
2.5.7	Potencia de la bomba	36
2.5.8	Eficiencia volumétrica	37
2.5.9	Eficiencia hidráulica	38
2.5.10	Eficiencia mecánica	38
2.5.11	Eficiencia de la bomba.....	39
2.6	Curvas de las bombas centrífugas	39
2.7	Leyes de afinidad.....	41
2.8	Definición del triángulo de velocidades.....	42
III.	MODELAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA	48
3.1	Investigaciones recientes sobre modelamiento de bombas centrífugas ...	48
3.2	Laboratorio, equipos y programas	60
3.2.1	Laboratorio de prueba de bombas	61
3.2.2	Bomba DIN 32-160.....	62
3.2.3	Computadora personal	64
3.2.4	Programas	65
3.3	Introducción al modelamiento de la bomba centrífuga DIN 32-160.....	66
3.4	Pre-proceso del modelamiento numérico de la bomba centrífuga	67
3.4.1	Identificación del volumen de control	68
3.4.2	Discretización del volumen de control	71
3.5	Proceso	78
3.6	Post-proceso	79
IV.	ANÁLISIS Y RECOMENDACIONES DE RESULTADOS.....	85
4.1	Velocidad absoluta a la salida del impulsor c_2 y ángulo α_2	85
4.1.1	Cálculo teórico de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2	85
4.1.2	Cálculo numérico de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2	88
4.1.3	Comparación de los resultados para el cálculo de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2	89
4.2	Curva H-Q.....	92
4.2.1	Curva H-Q experimental.....	92
4.2.2	Curva H-Q numérica.....	94

4.2.3 Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la curva H-Q	95
4.3 Conclusiones y recomendaciones.....	97
BIBLIOGRAFIA	99

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 3.1: Datos técnicos bomba DIN 32-160	62
Tabla 3.2: Dimensiones de la bomba DIN 32-160	64
Tabla 3.3: Datos del mallado	76
Tabla 4.1: Comparación de resultados	90

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1: Definición de un fluido	2
Figura 1.2: Volumen infinitesimal	5
Figura 1.3: Matriz de esfuerzos	6
Figura 1.4: Principio de viscosidad	8
Figura 1.5: Volumen de control diferencial en coordenadas rectangulares	13
Figura 1.6: Esfuerzos en la dirección x sobre un elemento de fluido	16
Figura 2.1: Bomba radial de un paso, de baja presión	22
Figura 2.2: Bomba radial de un paso con corona directriz.....	23
Figura 2.3: Bomba radial de un paso con impulsor doble.....	24
Figura 2.4: Bomba radial de varios pasos	25
Figura 2.5: Bomba radioaxial helicoidal	26
Figura 2.6: Bomba radioaxial de tipo diagonal	27
Figura 2.7: Bomba de flujo axial y eje vertical	28
Figura 2.8: Impulsor abierto, semiabierto y cerrado	30
Figura 2.9: Impulsor abierto, semiabierto y cerrado	31
Figura 2.10: Partes de una bomba centrífuga	33
Figura 2.11: Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva	33
Figura 2.12: El ADT de una bomba centrífuga	36

Figura 2.13: Eficiencia volumétrica	37
Figura 2.14: Curva característica de una bomba centrífuga	41
Figura 2.15: Velocidades en el canal móvil	42
Figura 2.16: Diagrama de velocidades a la entrada.....	45
Figura 2.17: Extremo de los álabes a la entrada.....	45
Figura 2.18: Diagrama de velocidades a la salida	46
Figura 2.19: Extremo de los álabes a la salida	47
Figura 3.1: Resultados numéricos de Douglas Ray Adkins	48
Figura 3.2: Mallado utilizado en los cálculos de Steven M. Miner	49
Figura 3.3: Comparación de las medidas experimentales con la solución numérica para una posición cercana a la salida del rodete	50
Figura 3.4: Punto de estancamiento experimental y numérico	50
Figura 3.5: Mallado utilizado por Badie, R. (1993) en sus cálculos	51
Figura 3.6: Comparación de resultados de Badie, R	52
Figura 3.7: Detalle del mallado empleado por D. Croba (1992).....	54
Figura 3.8: Distribuciones de presión a la salida del rodete según D. Croba (1996) (los números indican distintos instantes temporales)	55
Figura 3.9: Banco de ensayos.....	56
Figura 3.10: Promedios de presión en tres puntos	57
Figura 3.11: Distribución de ruido medido en función del caudal.....	58
Figura 3.12: Mapa de velocidad para el caudal de diseño.....	59

Figura 3.13: Comparación del resultado numérico con los correspondientes experimentos.....	60
Figura 3.14: Laboratorio de pruebas de bombas	61
Figura 3.15: Curva característica de la bomba DIN 32-160.....	63
Figura 3.16: Dimensiones de la bomba DIN 32-160.....	64
Figura 3.17: Computadora personal	65
Figura 3.18: Bomba DIN 32-160 en 3D	68
Figura 3.19: Impulsor de la bomba DIN 32-160 en 3D	69
Figura 3.20: Dominio de la voluta de la bomba DIN 32-160 en 3D	69
Figura 3.21: Dominio del impulsor de la bomba DIN 32-160 en 3D	70
Figura 3.22: Ensamble del dominio de la bomba DIN 32-160 en 3D.....	70
Figura 3.23: Mallado estructurado	72
Figura 3.24: Mallado no estructurado	73
Figura 3.25: Mallado hibrido	74
Figura 3.26: Mallado tipo panal de abeja.....	74
Figura 3.27: Bomba DIN 32-160 en el entorno Gambit.....	75
Figura 3.28: Mallado de la Bomba DIN 32-160	76
Figura 3.29: Condiciones de frontera de la bomba DIN 32-160	77
Figura 3.30: Condiciones de continuidad de la bomba DIN 32-160.....	77
Figura 3.31: Convergencia	79

Figura 3.32: Contornos de presión estática para el caudal de diseño.....	80
Figura 3.33: Contornos de presión estática para un caudal igual 3 l/s	81
Figura 3.34: Contornos de presión estática para un caudal igual a 7 l/s	82
Figura 3.35: Contornos de velocidad para un caudal igual a 3 l/s.....	82
Figura 3.36: Contornos de velocidad para un caudal igual a 7 l/s.....	83
Figura 3.37: Contornos de presión estática en el impulsor en el punto BEP	83
Figura 3.38: Contornos de velocidad en el punto BEP	84
Figura 3.39: Vectores de velocidad en el impulsor en el punto BEP	84
Figura 4.1: Triángulo de velocidades	86
Figura 4.2: Angulo α_2 y velocidad c_2 para el punto BEP	89
Figura 4.3: Modelo de madera del impulsor DIN 32-160	91
Figura 4.4: Ejemplo de un protocolo de prueba	93
Figura 4.5: Curva H-Q y bandas de tolerancia para la bomba DIN 32-160	94
Figura 4.6: Curva numérica de la bomba DIN 32-160	95
Figura 4.7: Comparación de los resultados experimentales y numéricos	96

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó la simulación fluidodinámica de una bomba centrífuga utilizando un programa de CFD comercial. Los resultados obtenidos por la simulación fueron comparados con resultados experimentales y teóricos.

La simulación de la bomba centrífuga permitió una primera comparación de los resultados numéricos con los experimentales para la obtención en detalle de la curva característica H-Q de la bomba estudiada. Además se realizó una segunda comparación de los resultados numéricos con los resultados teóricos para el caso de la velocidad absoluta (c_2) y el ángulo β_2 a la salida del impulsor.

Las simulaciones numéricas se han llevado a cabo utilizando un programa basado en la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes por medio de un algoritmo de volúmenes finitos, que define el flujo simultáneamente en el impulsor y voluta usando una técnica de mallado especial. La turbulencia se ha simulado por medio de un modelo k- ϵ estándar. Además las simulaciones fueron tridimensionales y en estado estacionario.

La comparación de los resultados indica una gran aproximación de las simulaciones numéricas a la definición de los distintos fenómenos globales del funcionamiento de una bomba centrífuga. En concreto, el modelo tridimensional muestra resultados muy próximos a los experimentales en lo que se refiere a la altura dinámica total (ADT). A partir de los trabajos numérico y experimental realizados se ha llegado a una comprensión más clara de la fluidodinámica de una bomba centrífuga.

Finalmente, se plantean posibles ampliaciones del trabajo abordables según se vaya aumentando la potencia de cálculo así como desarrollando de nuevas metodologías de medida.

OBJETIVOS

Obtener la curva H-Q característica de la bomba estudiada mediante el CFD y compararla con la experimental.

Comparar la velocidad absoluta y el ángulo β_2 a la salida del impulsor teórica con los resultados numéricos.

BIBLIOGRAFIA

CARL PFLEIDERER (1960) **Bombas centrifugas y turbocompresores**. Springer-verlag, Alemania

V. M. CHERKASSKI (1986) **Bombas ventiladores compresores**. Editorial Mir Moscu, URSS.

ANTONI KUSZCZEWSKI (1999) **Redes industriales de tuberías. Bombas para agua, ventiladores y compresores**. Reverte ediciones, Mexico.

IGOR J. KARASSIK, WILLIAM C. KRUTZSCH, WARREN H. FRASER (1983) **Manual de bombas diseño aplicacion, especificaciones, operacion y mantenimiento**. McGraw-Hill, Mexico.

IGOR J. KARASSIK (1985) **Bombas centrifugas selección, operación y mantenimiento**. 13era Edicion, Coompañia editorial continental, Mexico.

CLAUDIO MATAIX(1970) **Mecanica de fluidos y maquinas hidraulicas**. 2da Edicion, Oxford University press, Mexico.

I. CONCEPTOS BASICOS DE LA MECANICA DE FLUIDOS

El conocer y entender los principios básicos de la mecánica de fluidos es esencial en el análisis y diseño de cualquier sistema en el cual el fluido es el elemento principal.

1.1 Mecánica de fluidos

Es parte de la física que estudia la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía, entre otros.

La mecánica de fluidos puede dividirse en dos campos: la estática de fluidos, o hidrostática, que estudia los fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos, que trata de los fluidos en movimiento. El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el fluido es esencialmente incompresible. La dinámica de gases o aerodinámica, se ocupa del comportamiento del fluido cuando los cambios de velocidad y presión son lo suficientemente grandes para que sea necesario incluir los efectos de la compresibilidad. La variación de la densidad de un fluido, esta en relación directa con la compresibilidad.

1.2 Definición de fluido

Es parte de un estado de la materia la cual no tiene un volumen definido, sino que adopta la forma del recipiente que lo contiene a diferencia de los sólidos, los cuales tienen forma y volumen definido. Los fluidos tienen la capacidad de fluir, es decir, pueden ser trasvasados de un recipiente a otro. Dentro de la clasificación de fluidos, tenemos a los líquidos y gases los cuales presentan propiedades diferentes. Ambos tipos de fluidos, tienen la propiedad de no tener forma propia y fluyen al aplicárseles fuerzas externas, su diferencia esta en la llamada compresibilidad. Para aclarar este concepto, se llega a las siguientes conclusiones prácticas:

- Los gases son comprensibles.
- Los líquidos son prácticamente incompresibles.

Una diferencia particular entre los sólidos y los fluidos es que los primeros se resisten a cambiar de forma ante la acción de una fuerza externa, en cambio los fluidos se deforman continuamente al aplicarles dicha fuerza.

Consideramos como ejemplo un fluido entre dos placas paralelas (figura 1.1), que esta sujeto a una tensión cortante debido al movimiento de la placa superior. La cara del fluido en contacto con la placa inferior es estacionaria y el fluido en contacto con la placa superior se mueve con velocidad U . Cuando la tensión cortante es aplicada al elemento de fluido, este se deforma continuamente.

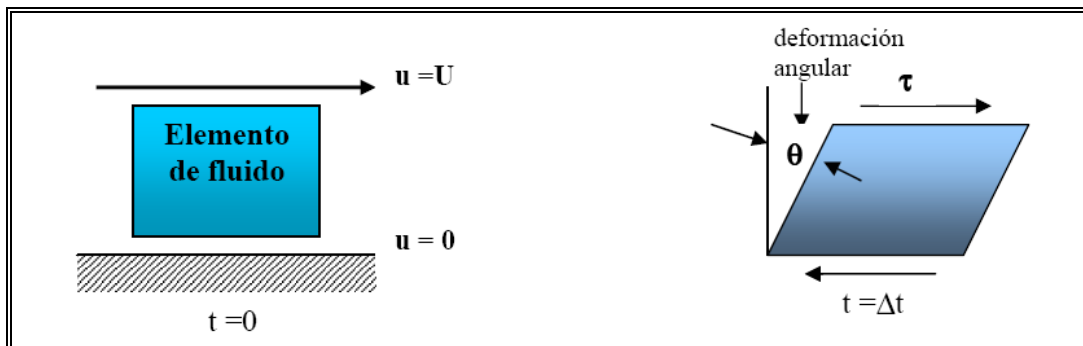


Figura 1.1: Definición de un fluido

1.3 Volumen de control y sistema

Para aplicar las leyes físicas al flujo de un fluido es necesario definir los conceptos de volumen de control y de sistema.

Se entiende por volumen de control a una región fija en el espacio donde puede existir flujo de fluido a través de sus fronteras. Por esta razón, en diferentes instantes, se pueden tener diferentes partículas en el interior del volumen del control.

El concepto de sistema se refiere a un conjunto de partículas en el cual permanecen siempre las mismas, es decir, se está observando siempre una cantidad fija de materia.

1.4 Medio continuo

Este concepto se debe a que la mayor parte de las aplicaciones de ingeniería lo que interesa son los efectos promedio o macroscópicos de un gran número de moléculas. Estos efectos macroscópicos son los que corrientemente percibimos y medimos, es por ello que en la definición de fluido no se hace referencia a la estructura molecular de la materia. Por esta razón se trata a un fluido como una sustancia infinitamente indivisible, dicho de otro modo un medio continuo, sin importar el comportamiento individual de las moléculas. Como una

consecuencia de esta idealización, se considera que cada propiedad del fluido tiene un valor definido en cada punto del espacio. Por ello, la densidad, temperatura, velocidad, etc., se consideran como funciones continuas de la posición y el tiempo.

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}(x, y, z, t) \quad (1.1)$$

$$\bar{T} = \bar{T}(x, y, z, t) \quad (1.2)$$

$$\bar{V} = \bar{V}(x, y, z, t) \quad (1.3)$$

La idealización del continuo se emplea solo cuando pueda conducir a resultados razonablemente correctos. Así cuando la trayectoria libre media de las moléculas (aproximadamente 10^{-7} m), es del mismo orden de magnitud que la longitud significativa más pequeña de un problema, esta aproximación carece de sentido. La acción de cada molécula es en estos casos significativa y el problema debe tratarse de otra manera.

1.5 Propiedades del flujo

A continuación se van a definir algunas propiedades dinámicas y termodinámicas que interesan en el estudio del movimiento del fluido. Estas propiedades pueden representar un campo en el fluido, es decir, pueden tener una distribución espacial en el fluido. El campo puede ser una variable escalar, vectorial o tensorial. El cálculo de estos campos en una situación determinada es un problema representativo de la mecánica de fluidos.

1.5.1 Temperatura (T)

Es un escalar que representa la actividad interna (escala microscópica) de una sustancia. Este concepto está ligado al transporte de energía en forma de calor. La temperatura es una medida del calor o energía térmica de las partículas en una sustancia. Como lo que medimos en sus movimientos medios, la temperatura no depende del número de partículas en un objeto y por lo tanto no depende de su tamaño.

1.5.2 Velocidad (V)

Es un vector que representa la dirección, sentido y magnitud de la rapidez de movimiento del fluido. El caso especial donde la velocidad es cero en todo el espacio considerado, se estudia en la estática de los fluidos.

1.5.3 Presión (P)

La presión, se define como la relación que existe entre la fuerza normal y el área de la superficie en la que actúa la fuerza.

$$P = \frac{F_n}{A} \quad (1.4)$$

1.5.4 Esfuerzo (τ)

Si se toma una porción de fluido aislada se pueden considerar dos tipos de fuerzas actuando sobre ella, unas fuerzas de cuerpo y otras de superficie. Las fuerzas de cuerpo son aquellas que actúan sobre el mismo sin contacto físico directo; por ejemplo: la fuerza de gravedad, la fuerza electromagnética, etc. Las fuerzas de superficie son debidas al material externo en contacto físico con la frontera de la porción considerada.

Considere una fuerza \vec{F} que actúa sobre un área infinitesimal (ΔA). Esta fuerza puede descomponerse en dos vectores:

$$\vec{F} = F_n \hat{n} + F_t \hat{t} \quad (1.5)$$

Donde \hat{t} es un vector unitario tangente al área infinitesimal. El esfuerzo se define como la fuerza que actúa en el área unitaria en este caso se pueden definir dos tipos de esfuerzos:

$$\tau_n = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{F_n}{\Delta A} \quad (1.6)$$

$$\tau_t = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{F_t}{\Delta A} \quad (1.7)$$

Donde τ_n es el esfuerzo normal y τ_t es el esfuerzo tangencial o de corte. Considérese un volumen infinitesimal en la forma de un paralelepípedo de lados dx , dy , dz como se muestra en la figura 1.2.

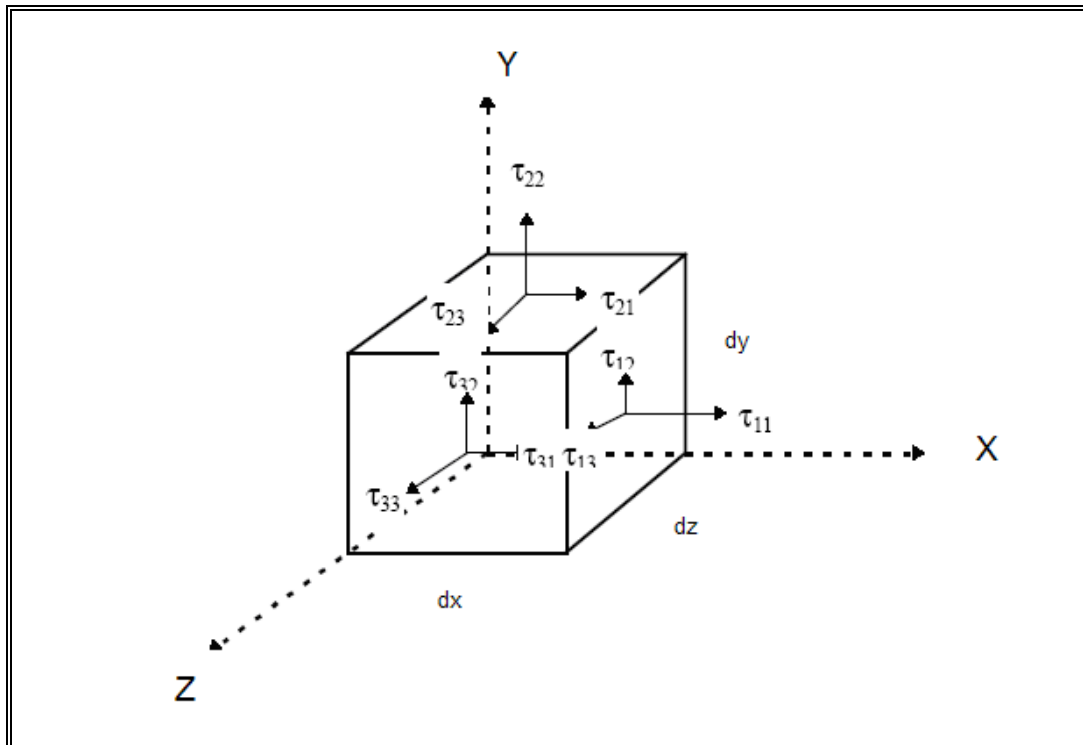


Figura 1.2: Volumen infinitesimal

Las fuerzas de superficie que actúan sobre cada una de las seis caras se pueden descomponer en las tres direcciones x , y , z . Estas fuerzas se pueden dividir entre el área correspondiente, obteniendo de esta manera los esfuerzos que actúan en cada área. En las tres caras restantes la representación es similar.

La convención de nomenclatura que se usa en la figura 1.2, es la siguiente: el primer subíndice indica la cara sobre la cual actúa el esfuerzo, y el segundo subíndice su dirección. Para especificar el estado de esfuerzos en un punto del fluido se necesitan los valores de los nueve componentes τ_{ij} , que también se puede representar en la forma convencional de una matriz (figura 1.3), donde los términos diagonales representan esfuerzos normales, los restantes, los esfuerzos tangenciales.

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} \end{bmatrix}$$

Figura 1.3: Matriz de esfuerzos

1.6 Propiedades del fluido

Las siguientes son algunas de las propiedades de los fluidos. Los valores de éstas pueden depender de otras variables del flujo como por ejemplo: temperatura, presión, etc.

1.6.1 Densidad

La densidad (ρ) de un fluido es su masa por unidad de volumen. Si Δm es la masa de una porción de fluido dentro de un cubo de lado Δl , entonces el fluido tiene densidad.

$$\rho = \lim_{\Delta l \rightarrow \varepsilon} \left(\frac{\Delta m}{(\Delta l)^3} \right) \quad (1.8)$$

Donde ε es muy pequeña, pero de acuerdo con la consideración hecha en el continuo, es mucho más grande que la longitud de la trayectoria libre promedio de la partícula.

1.6.2 Volumen específico

El volumen específico (v_s) de un fluido, es su volumen por unidad de masa, o sea el recíproco de la densidad.

$$v_s = \frac{1}{\rho} \quad (1.9)$$

1.6.3 Peso específico

El peso específico (γ) es el peso por unidad de volumen del fluido.

$$\gamma = \rho g \quad (1.10)$$

Donde g es la aceleración debida a la gravedad.

1.6.4 Compresibilidad

Es el efecto de cambio de volumen con la variación de presión (P). Este proceso de cambio de volumen puede ser isotérmico, isoentrópico o cualquier otro. Entonces el módulo de elasticidad volumétrico (β_c) se puede definir de varias maneras.

Para un proceso isoentrópico:

$$\beta_c = -v_s \frac{\partial P}{\partial v_s} \quad (1.11)$$

Con la ayuda de la ecuación anterior se obtiene:

$$\beta_c = \rho \frac{\partial P}{\partial \rho} \quad (1.12)$$

1.6.5 Dilatación volumétrica

Es el efecto de cambio de volumen con la variación de temperatura (T) a presión constante. El coeficiente de dilatación volumétrica (β_D) se define

$$\beta_D = \frac{1}{v_s} \frac{\partial v_s}{\partial T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (1.13)$$

Donde la presión se mantiene constante.

1.6.6 Calor específico

Se define como el calor necesario para aumentar un grado la temperatura de una masa unitaria. Este proceso puede realizarse a volumen constante o a presión constante lo que conduce a dos valores de calor específico: calor específico a presión constante (C_P) y calor específico a volumen constante (C_V).

1.6.7 Viscosidad

En la práctica se observa que algunos fluidos se mueven con mayor facilidad que otros. Esto se debe a fuerzas de rozamiento internas en el fluido. A este efecto se le conoce como viscosidad.

Para cuantificar el efecto de la viscosidad consideremos el flujo de fluido mostrado en la figura 1.4.

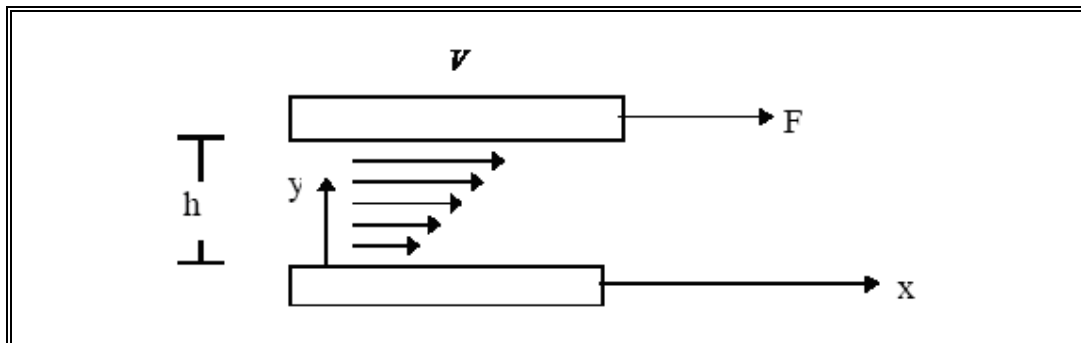


Figura 1.4: Principio de viscosidad

El fluido se encuentra entre dos placas paralelas horizontales muy grandes, sin cambio de presión en la dirección x . La placa superior se mueve con respecto a la inferior con una velocidad baja (V). Se observa que la velocidad del fluido en cada punto sólo tiene componente x , y que la variación con y es lineal como se muestra en la figura 1.4. La velocidad del fluido que está en contacto con las placas tiene la misma velocidad que éstas.

Se necesita una fuerza F para mantener la placa superior en movimiento uniforme. Esto es debido a que hay que vencer las fuerzas de rozamiento internas en el fluido.

Si A representa el área de una placa, se define el coeficiente de viscosidad dinámica (μ) como

$$\mu = \frac{F / A}{V / h} \quad (1.14)$$

El coeficiente de viscosidad cinemática (ν) se define:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.15)$$

Los fluidos que se comportan de la manera descrita anteriormente se llaman fluidos newtonianos.

1.7 Flujos laminares y turbulentos

Los flujos viscosos se pueden clasificar en laminares o turbulentos teniendo en cuenta la estructura interna del flujo. En un régimen laminar, la estructura del flujo se caracteriza por el movimiento de láminas o capas. La estructura del flujo en un régimen turbulento por otro lado, se caracteriza por los movimientos tridimensionales, aleatorios, de las partículas de fluido, superpuestos al movimiento promedio.

En un flujo laminar no existe un estado macroscópico de las capas de fluido adyacentes entre sí. Un filamento delgado de tinta que se inyecte en un flujo laminar aparece como una sola línea; no se presenta dispersión de la tinta a través del flujo, excepto una difusión muy lenta debido al movimiento molecular. Por otra parte, un filamento de tinta inyectado en un flujo turbulento rápidamente se dispersa en todo el campo de flujo; la línea del colorante se descompone en una enredada maraña de hilos de tinta. Este comportamiento del flujo turbulento se debe a las pequeñas fluctuaciones de velocidad superpuestas al flujo medio de un flujo turbulento; el mezclado macroscópico de partículas pertenecientes a capas adyacentes de fluido da como resultado una rápida dispersión del colorante.

El que un flujo sea laminar o turbulento depende de las propiedades del caso. Así, por ejemplo, la naturaleza del flujo (laminar o turbulento) a través de una tubería se puede establecer teniendo en cuenta el valor de un parámetro adimensional, el número de Reynolds, $Re = \rho V D / \mu$, donde ρ es la densidad del fluido, V la velocidad promedio, D el diámetro del tubo y μ la viscosidad dinámica.

1.8 Flujos compresible e incompresible

Aquellos flujos donde las variaciones en densidad son insignificantes se denominan incompresibles; cuando las variaciones en densidad dentro de un flujo no se pueden despreciar, se llaman compresibles. Si se consideran los dos estados de la materia incluidos en la definición de fluido, líquido y gas, se podría caer en el error de generalizar diciendo que todos los flujos líquidos son flujos incompresibles y que todos los flujos de gases son flujos compresibles. La primera parte de esta generalización es correcta para la mayor parte de los casos prácticos, es decir, casi todos los flujos líquidos son esencialmente incompresibles. Por otra parte, los flujos de gases se pueden también considerar como incompresibles si las velocidades son pequeñas respecto a la velocidad del sonido en el fluido; la razón de la velocidad del

flujo, V , a la velocidad del sonido, c , en el medio fluido recibe el nombre de número de Mach, M , es decir,

$$M = \frac{V}{c} \quad (1.16)$$

Los cambios en densidad son solamente del orden del 2% de valor medio, para valores de $M < 0.3$. Así, los gases que fluyen con $M < 0.3$ se pueden considerar como incompresibles; un valor de $M = 0.3$ en el aire bajo condiciones normales corresponde a una velocidad de aproximadamente 100 m/s.

Los flujos compresibles se presentan con frecuencia en las aplicaciones de ingeniería. Entre los ejemplos más comunes se pueden contar los sistemas de aire comprimido utilizados en la operación de herramienta de taller y de equipos dentales, las tuberías de alta presión para transportar gases, etc. Los efectos de la compresibilidad son muy importantes en el diseño de los cohetes y aviones modernos de alta velocidad, en las plantas generadoras, los ventiladores y compresores. Bajo ciertas condiciones se pueden presentar ondas de choque y flujos supersónicos, mediante las cuales las propiedades del fluido como la presión y la densidad cambian bruscamente.

1.9 Flujos internos y externos

Los flujos delimitados completamente por superficies sólidas se llaman internos o de ducto. Los flujos sobre cuerpos sumergidos en un fluido sin fronteras reciben el nombre de flujos externos. Tanto los flujos internos como los externos pueden ser laminares o turbulentos, compresibles o incompresibles.

1.10 Ecuación de conservación de masa

A continuación se aplicará al principio de conservación de masa a la formulación de volumen de control. Se establece la siguiente relación de conservación de masa para un sistema:

$$\left. \frac{dm}{dt} \right)_{sis} = 0 \quad (1.17)$$

Donde

$$m_{sis} = \int_{masa-sistema} dm = \int_{volumen-sistema} \rho dV \quad (1.18)$$

Para derivar la ecuación de la conservación de la masa para un volumen de control, establecemos que:

$$B = m \quad (1.19)$$

$$b = 1 \quad (1.20)$$

Con esta sustitución tenemos:

$$\left. \frac{dB_{sis}}{dt} = \frac{dm}{dt} \right)_{sis} = \frac{d}{dt} \int_{\forall_{VC}} \rho d\forall + \int_{A_{VC}} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.21)$$

Comparando las ecuaciones 1.17 y 1.21, llegamos a la ecuación de la conservación de la masa para un volumen de control:

$$0 = \frac{d}{dt} \int_{\forall_{VC}} \rho d\forall + \int_{A_{VC}} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.22)$$

En la ecuación 1.22, el primer término representa la relación de cambio de la masa dentro del volumen de control y el segundo término representa la relación neta de flujo másico que atraviesa hacia fuera la superficie de control o área del volumen de control ($A_{VC} = SC$). La conservación de masa requiere que la suma de la relación de cambio de masa sea cero dentro del volumen de control y que la relación neta de masa, que fluye hacia fuera del área del volumen de control o la superficie de control, también sea cero.

Se aclara que la velocidad, \vec{V} en la ecuación 1.22 se mide relativa a la superficie de control. Además, el producto punto, $\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$, es un producto escalar. El signo depende de la dirección del vector de velocidad, \vec{V} , relativa al vector de área, $d\vec{A}$. De modo que el producto punto, $\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$, es positivo donde el flujo esta hacia fuera de la superficie de control y negativo cuando el flujo este hacia dentro.

En casos especiales es posible simplificar la ecuación 1.22. Considere primero la situación de flujo incompresible, en la que la densidad permanece constante. En consecuencia, para flujo incompresible, la ecuación 1.22 puede escribirse como:

$$0 = \rho \frac{d}{dt} \int_{\forall_{VC}} d\forall + \rho \int_{A_{VC}} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.23)$$

La integral de $d\forall$ sobre el volumen de control es simplemente el volumen del volumen de control. Por tanto, al dividir entre ρ , escribimos la ecuación 1.23 como

$$0 = \frac{d\forall}{dt} + \int_{A_{VC}} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.24)$$

Para un volumen de control indeformable, esto es, un volumen de control de tamaño y forma fijos, $\forall = \text{Constante}$. La conservación de la masa, para flujo incompresible a través de un volumen de control fijo, se convierte en

$$0 = \int_{A_{VC}} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.25)$$

La relación de flujo volumétrico, Q , a través de una área del volumen de control, de área A , esta dado por

$$Q = \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.26)$$

La velocidad promedio, \bar{V} , en una sección, se define como

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.27)$$

Considere ahora el caso general de flujo estacionario que no es incompresible. Como el flujo es estacionario, esto significa que $\rho = \rho(x,y,z)$. Por definición, ninguna de las propiedades del fluido varía con respecto al tiempo en un flujo estacionario. En consecuencia, el primer término de la ecuación 1.22 debe ser 0 y, por tanto, para flujo estacionario, el enunciado de la conservación de la masa se reduce a:

$$0 = \int_{A_{VC}} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1.28)$$

En coordenadas rectangulares, el volumen de control es un cubo infinitesimal con lados de longitud dx , dy , dz como se muestra en la figura 1.5. La densidad en el centro, O , del volumen de control es ρ y la velocidad ahí es $\vec{V} = \hat{i}u - \hat{j}v + \hat{k}w$.

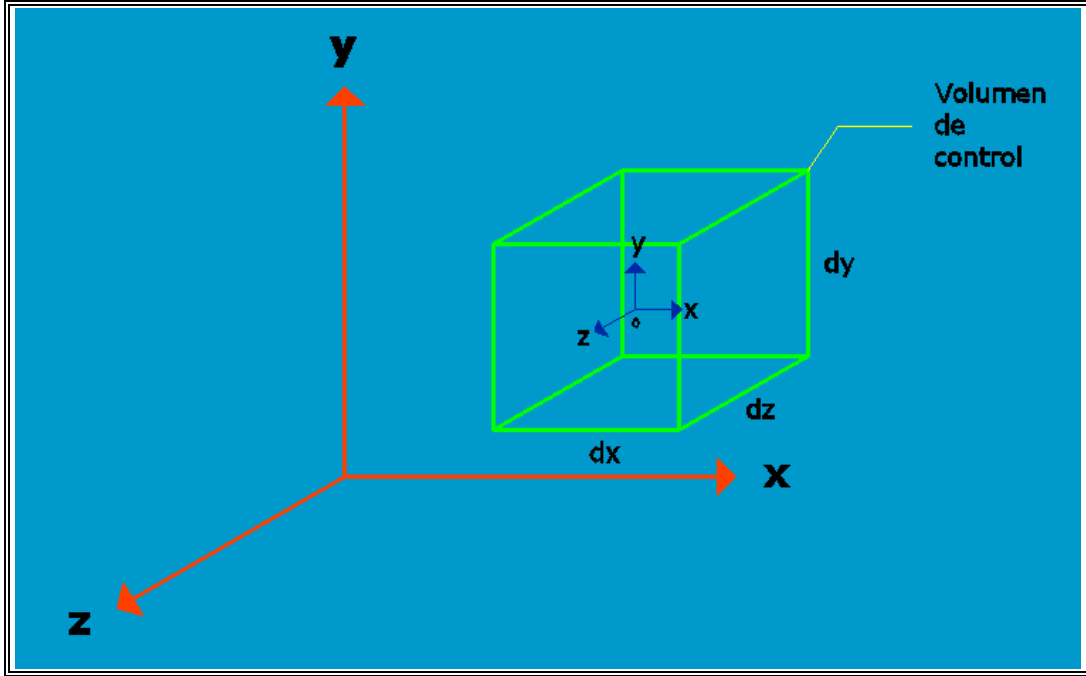


Figura 1.5: Volumen de control diferencial en coordenadas rectangulares

Para evaluar las propiedades en cada una de las seis caras de la superficie de control, utilizaremos una expansión de la serie de Taylor alrededor del punto O . Por ejemplo, para la densidad en la cara derecha.

$$\rho)_{x+dx/2} = \rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) \frac{dx}{2} + \left(\frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2}\right) \frac{1}{2!} \left(\frac{dx}{2}\right)^2 + \dots \quad (1.29)$$

Despreciando los términos de orden mayor, podemos escribir tanto la densidad como la velocidad de la siguiente manera:

$$\rho)_{x+dx/2} = \rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) \frac{dx}{2} \quad (1.30)$$

$$u)_{x+dx/2} = u + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) \frac{dx}{2} \quad (1.31)$$

Donde ρ , u , $\frac{\partial \rho}{\partial x}$ y $\frac{\partial u}{\partial x}$ se evalúan en el punto O . Los términos correspondientes en la cara izquierda son:

$$\rho)_{x-dx/2} = \rho + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) \left(-\frac{dx}{2}\right) = \rho - \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) \frac{dx}{2} \quad (1.32)$$

$$u)_{x-dx/2} = u + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(-\frac{dx}{2} \right) = u - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{dx}{2} \quad (1.33)$$

El enunciado de la conservación de la masa dice: El flujo másico neto que sale de la superficie de control más la relación de cambio de la masa dentro del volumen de control es igual a cero.

Para cuantificar el primer termino en esta ecuación, debemos evaluar la integral de la ecuación 1.28, y considerar el flujo másico a través de cada una de las seis superficies de control.

El flujo másico neto que sale de la superficie de control esta dado por:

$$\left[\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (1.34)$$

La masa dentro del volumen de control en cualquier instante es el producto de la masa por unidad de volumen, ρ y el volumen $dx dy dz$. De tal modo, la relación de cambio de la masa dentro del volumen de control esta determinado por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (1.35)$$

En coordenadas rectangulares la ecuación diferencial para la conservación de la masa es, entonces:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1.36)$$

El operador vectorial ∇ , en coordenadas rectangulares esta dado por

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (1.37)$$

Entonces:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = \nabla \cdot \rho \vec{V} \quad (1.38)$$

Y la conservación de la masa puede escribirse como:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1.39)$$

Para flujo incompresible, la ecuación de continuidad se simplifica en

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1.40)$$

De manera que el campo de velocidad, $\vec{V}(x,y,z,t)$, en flujo incompresible, debe satisfacer $\nabla \cdot \vec{V} = 0$.

Para flujo estable, todas las propiedades del fluido son, por definición, independientes del tiempo. De modo que a lo sumo $\vec{\rho} = \vec{\rho}(x,y,z)$; para flujo estable, es posible escribir la ecuación de continuidad como:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (1.41)$$

O

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (1.42)$$

1.11 Ecuación de momento

Una ecuación que describa el movimiento del fluido puede obtenerse mediante la aplicación de la segunda ley de Newton a una partícula. Para deducir la forma diferencial de la ecuación del momento, debemos aplicar la segunda ley de Newton a una partícula, de masa dm , de fluido infinitesimal.

Recuerde que la segunda ley de Newton para un sistema finito esta dada por:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \bigg)_{\text{sistema}} \quad (1.43)$$

Donde el momento lineal \vec{P} , del sistema esta determinado por

$$\vec{P}_{\text{sistema}} = \int_{\text{masa(sistema)}} \vec{V} \, dm \quad (1.44)$$

Entonces, para un sistema infinitesimal de masa dm , la segunda ley de Newton puede expresarse

$$d\vec{F} = dm \frac{d\vec{V}}{dt} \bigg)_{\text{sistema}} \quad (1.45)$$

Habiendo obtenido una expresión para la aceleración de un elemento de fluido de masa dm , moviéndose en un campo de velocidad, podemos escribir la segunda ley de Newton como la ecuación vectorial

$$d\vec{F} = dm \frac{D\vec{V}}{Dt} = dm \left[u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] \quad (1.46)$$

Después de esto necesitamos obtener una formulación adecuada para la fuerza, $d\vec{F}$, o sus componentes, dF_x , dF_y y dF_z , que actúan sobre el elemento.

Recuerde que las fuerzas que actúan sobre un elemento de fluido pueden clasificarse como fuerzas másicas y fuerzas de superficie; las de superficie incluyen tanto las fuerzas normales como las tangenciales (de corte).

Consideraremos la componente x de la fuerza actuando sobre un elemento diferencial de masa dm y volumen $dV = dxdydz$. Solo aquellos esfuerzos que actúen en la dirección x originaran fuerzas superficiales en esta dirección. Si los esfuerzos en el centro del elemento diferencial se toman como σ_{xx} , τ_{yx} , y τ_{zx} , entonces los esfuerzos que actúan en la dirección x sobre cada cara del elemento (obtenidos mediante la expansión de una serie de Taylor en torno al centro del elemento) serán como se muestran en la figura 1.6.

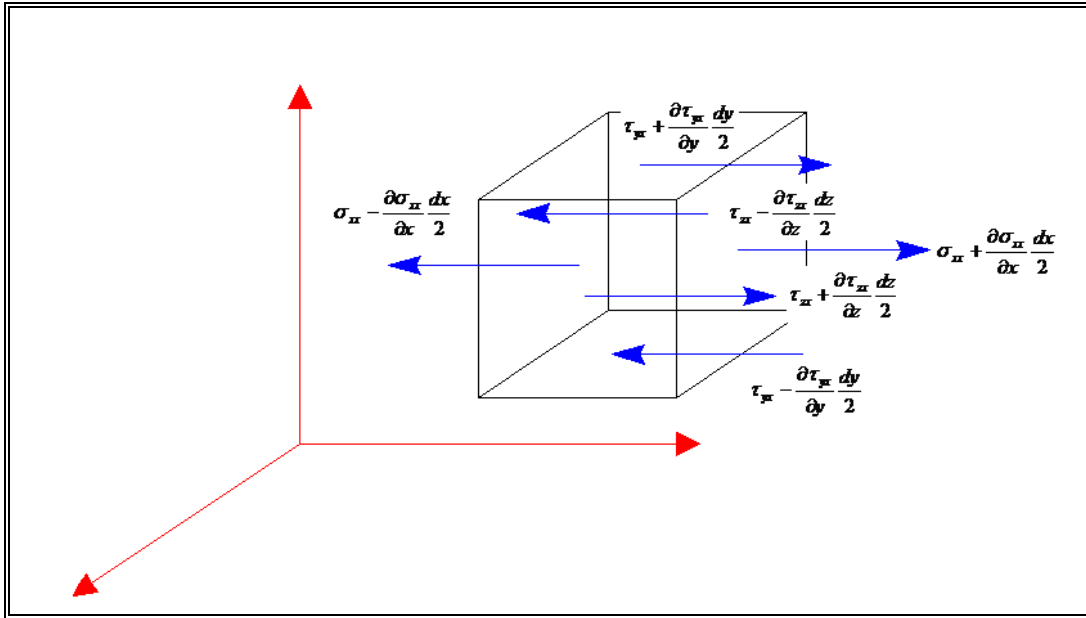


Figura 1.6: Esfuerzos en la dirección x sobre un elemento de fluido

Para obtener la fuerza superficial neta en la dirección x , dF_{S_x} , debemos sumar las fuerzas en la dirección x . De tal modo:

$$\begin{aligned}
dF_{S_x} = & \left(\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz - \left(\sigma_{xx} - \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz \\
& + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz - \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz \\
& + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy - \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy
\end{aligned} \tag{1.47}$$

Al simplificar, obtenemos

$$dF_{S_x} = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx dy dz \tag{1.48}$$

Cuando la fuerza de gravedad es la única fuerza másica que actúa, entonces la fuerza másica por unidad de masa es \vec{g} . La fuerza neta en la dirección x , dF_x , esta determinada por

$$dF_x = dF_{B_x} + dF_{S_x} = \left(\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx dy dz \tag{1.49}$$

Expresiones similares pueden deducirse para las componentes de fuerzas en las direcciones y y z

$$dF_y = dF_{B_y} + dF_{S_y} = \left(\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) dx dy dz \tag{1.50}$$

$$dF_z = dF_{B_z} + dF_{S_z} = \left(\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) dx dy dz \tag{1.51}$$

Hemos formulado expresiones para las componentes, dF_x , dF_y y dF_z , de la fuerza $d\vec{F}$ que actúa sobre el elemento de masa dm . Si sustituimos estas expresiones (ecuaciones 1.49, 1.50 y 1.51) para las componentes de fuerza en las componentes x , y y z de la ecuación 1.46, obtendremos las ecuaciones diferenciales de movimiento.

$$\rho g_x = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \tag{1.52}$$

$$\rho g_y = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \tag{1.53}$$

$$\rho g_z = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (1.54)$$

Las ecuaciones 1.52, 1.53 y 1.54, son las ecuaciones diferenciales de movimiento para cualquier fluido que satisfaga la suposición de continuidad. Antes de que las ecuaciones puedan emplearse para resolver problemas, deben obtenerse expresiones adecuadas para los esfuerzos en términos de los campos de velocidad y presión.

1.12 Modelos de Turbulencia

Los flujos turbulentos se caracterizan por tener campos de velocidades fluctuantes. Estas fluctuaciones provocan a su vez cambios constantes en cantidades transportadas tales como cantidad de movimiento, energía, concentración de especies, etc. Este fenómeno de pequeña escala y alta frecuencia es muy costoso de simular computacionalmente hablando por lo que es necesario hacer algunas simplificaciones para reducir el tiempo de cálculo. Las ecuaciones manipuladas contienen variables desconocidas que necesitan de modelos de turbulencia para determinar éstas en términos de cantidades conocidas.

No existe un modelo de turbulencia que sea universalmente aceptado como el mejor para toda clase de problemas. La elección del modelo de turbulencia dependerá de consideraciones tales como los recursos computacionales de que se disponga, la cantidad de tiempo disponible para simular, el nivel de detalle que se desea alcanzar, etc.

Los modelos de turbulencia que se han utilizado en este trabajo se engloban dentro del conjunto de los modelos de turbulencia de medias de Reynolds. En esta sección se explicará este concepto así como algunas características generales de los modelos de turbulencia.

1.12.1 La descomposición de Reynolds

Las fluctuaciones de pequeña escala y alta frecuencia que se producen en flujos turbulentos no pueden ser simuladas de manera directa y eficiente, hasta el día de hoy, por los ordenadores personales más modernos que existen en el medio, ni siquiera por los potentes “workstations” que tienen más velocidad de cálculo que éstos. Por este motivo se hace necesaria la creación de modelos matemáticos que permitan calcular estas fluctuaciones pero no de manera directa. El método de las medias de Reynolds introduce términos adicionales en las ecuaciones de conservación que necesitan ser modelados para conseguir conocer sus valores.

Las ecuaciones de Navier-Stokes con medias de Reynolds, en inglés: “The Reynolds averaged Navier-Stokes equations (RANS), gobiernan el transporte de las cantidades promediadas (velocidad, presión, etc.). Este modelo permite reducir considerablemente el coste computacional y se usa ampliamente en aplicaciones ingenieriles.

En las medias de Reynolds, las variables que son solución de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes (N-S) se descomponen en dos componentes: una variable promedio y otra fluctuante. Para la velocidad:

$$u_i = \overline{u_i} + u_i' \quad (1.55)$$

Donde $\overline{u_i}$ y u_i' son la componente promediada y fluctuante respectivamente. Además, la presión y otras cantidades escalares:

$$\phi_i = \overline{\phi_i} + \phi_i' \quad (1.56)$$

Substituyendo expresiones de esta forma como variables de flujo dentro de las ecuaciones de conservación y aplicando la media temporal se consiguen las siguientes expresiones en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1.57)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (1.58)$$

Las ecuaciones (1.57) y (1.58) son las ecuaciones RANS (nótese que se ha omitido la colocación de la barra superior sobre la velocidad media). Tienen la misma forma que las ecuaciones de Navier-Stokes instantáneas pero ahora las variables solución representan variables promedio. Además, aparece un término adicional que representa los efectos de la turbulencia, las tensiones de Reynolds $(-\rho \overline{u_i' u_j'})$. Este término debe ser modelado para cerrar la ecuación (1.58). Un método común emplea la hipótesis de Boussinesq (Hinze, 1975) que relaciona las tensiones de Reynolds con los gradientes medios de velocidad:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (1.59)$$

La hipótesis de Boussinesq se usa en el modelo Sparlat-Allmaras (S-A), los modelos $k-\varepsilon$ y los modelos $k-\omega$. La ventaja de esta aproximación es el bajo coste computacional asociado al cálculo de la viscosidad turbulenta, μ_t . En el caso del modelo S-A, solamente se resuelve una ecuación de transporte que representa la viscosidad turbulenta. En cambio, en los modelos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$, se resuelven dos ecuaciones de transporte adicionales (para la energía cinética turbulenta, k , y otra para la velocidad de disipación turbulenta, ε , o la velocidad de disipación específica, ω) y la μ_t se calcula como función de k y ε . La desventaja de la hipótesis de Boussinesq es que asume que la viscosidad turbulenta es un escalar isotrópico, lo cual no es estrictamente cierto.

1.12.2 Modelo Sparlat-Allmaras

Es un modelo de una ecuación que utiliza la teoría de Boussinesq para modelar la ecuación de transporte de la energía cinética turbulenta. Este modelo fue diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales y está ganando popularidad en las aplicaciones con turbomáquinas.

En el CFD comercial FLUENT, este modelo se ha implementado para usar funciones de pared cuando la malla no tiene la resolución suficiente para resolver adecuadamente el flujo cercano a la pared.

1.12.3 Modelo $k-\varepsilon$

Es el modelo más simple de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones. Su robustez, economía y razonable precisión en un amplio rango de flujos hacen que se haya convertido en el caballo de batalla de la mayoría de los flujos turbulentos industriales y transferencia de calor. Con el objetivo de potenciar algunas deficiencias de este modelo, se han derivado dos modelos de turbulencia del modelo estándar $k-\varepsilon$. El modelo RNG $k-\varepsilon$ y el modelo “realizable” $k-\varepsilon$.

1.12.4 Modelo RNG $k-\varepsilon$

Es similar al modelo estándar $k-\varepsilon$ pero incluye algunas modificaciones:

- El modelo RNG tiene un término adicional en la ecuación de ε .
- El efecto de los remolinos en la turbulencia está incluido en este modelo.
- La teoría RNG mejora la fórmula analítica de los números de Prandtl mientras que el modelo estándar usa constantes especificadas por el usuario.
- Mientras que el modelo estándar funciona en la región del flujo con turbulencia plenamente desarrollada, la teoría RNG consta de una fórmula diferencial derivada analíticamente que tiene en cuenta los efectos en la región donde

predominan bajos números de Reynolds turbulento. El uso efectivo de esto, sin embargo, depende del tratamiento que se le de a la malla cercana a la pared.

1.12.5 Modelo Realizable $k - \varepsilon$

Este modelo es relativamente nuevo y difiere del modelo estándar en dos puntos importantes:

- El modelo “Realizable” contiene una nueva formulación de la viscosidad turbulenta.
- Se ha derivado una nueva ecuación para ε .

II. CONCEPTOS BASICOS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

En este capitulo se van a repasar algunas nociones básicas sobre las bombas centrífugas.

2.1 Clasificación de las Bombas según la dirección del flujo

Las bombas se pueden clasificar por diferentes criterios; por ejemplo si se considera la dirección del flujo al atravesar el impulsor, se puede clasificar en:

2.1.1 Bombas de flujo radial

Las bombas de flujo radial se conocen, más generalmente, como bombas centrífugas y en este grupo, se distinguen los siguientes tipos:

a) Bombas de un paso y baja presión

En la figura 2.1 se muestra, esquemáticamente, una bomba de flujo radial, de un solo paso, para presiones bajas. Las presiones bajas van arriba de los 10 m de columna de agua.

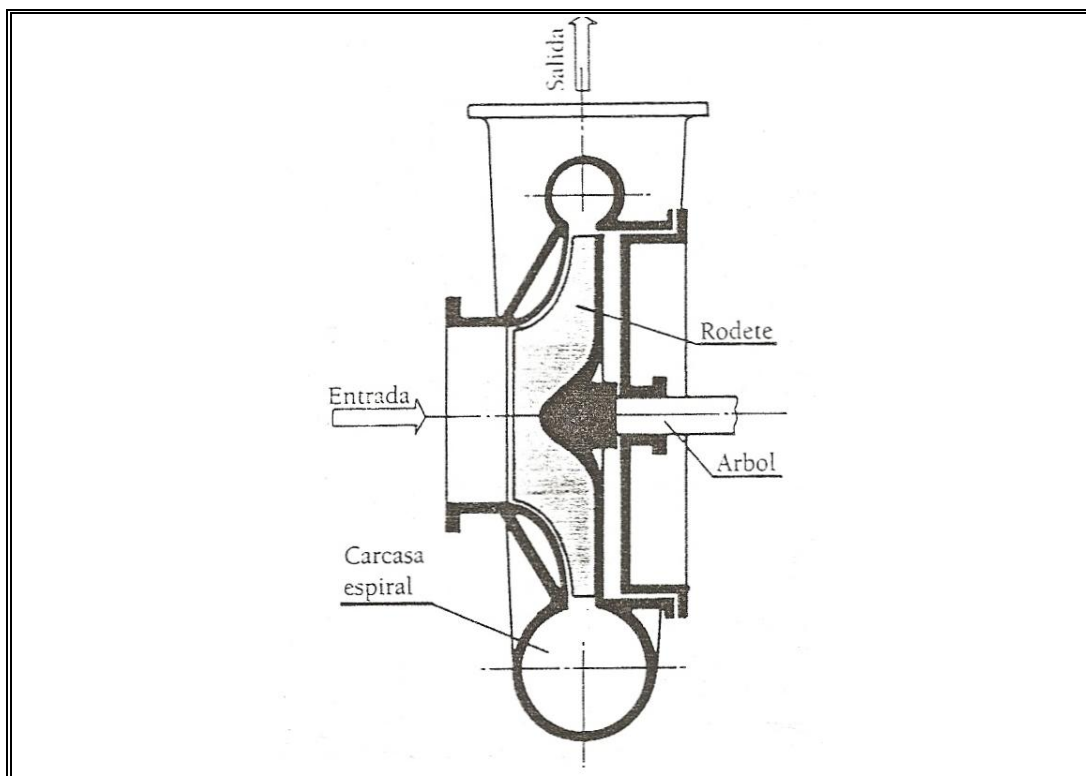


Figura 2.1: Bomba radial de un paso, de baja presión

También se puede ver la entrada del líquido, el impulsor mediante el cual se le proporciona energía cinética y la voluta espiral en la que la energía cinética se transforma, parcialmente, en energía de presión. La voluta o carcasa termina en el tubo de salida de la bomba.

Las velocidades de rotación del impulsor, van de 750 a 3000 rpm y los caudales van desde los 5.5 a los 835 l/s, que son pequeños o medianos comparados con los que se pueden obtener con las bombas de flujo axial o radioaxial. Las alturas de elevación se encuentran entre 10 y 120 m.

b) Bombas de un paso, de alta presión

Intercalando entre la salida del impulsor y la carcasa espiral una corona difusora, se obtiene presiones de salida más altas que las que se obtienen con bombas sin corona difusora.

La velocidad del líquido a la salida de la bomba es de 2 a 5 m/s, las velocidades de rotación del impulsor se aplican entre 750 a 3000 rpm y las alturas de elevación se encuentran entre 50 y 90m.

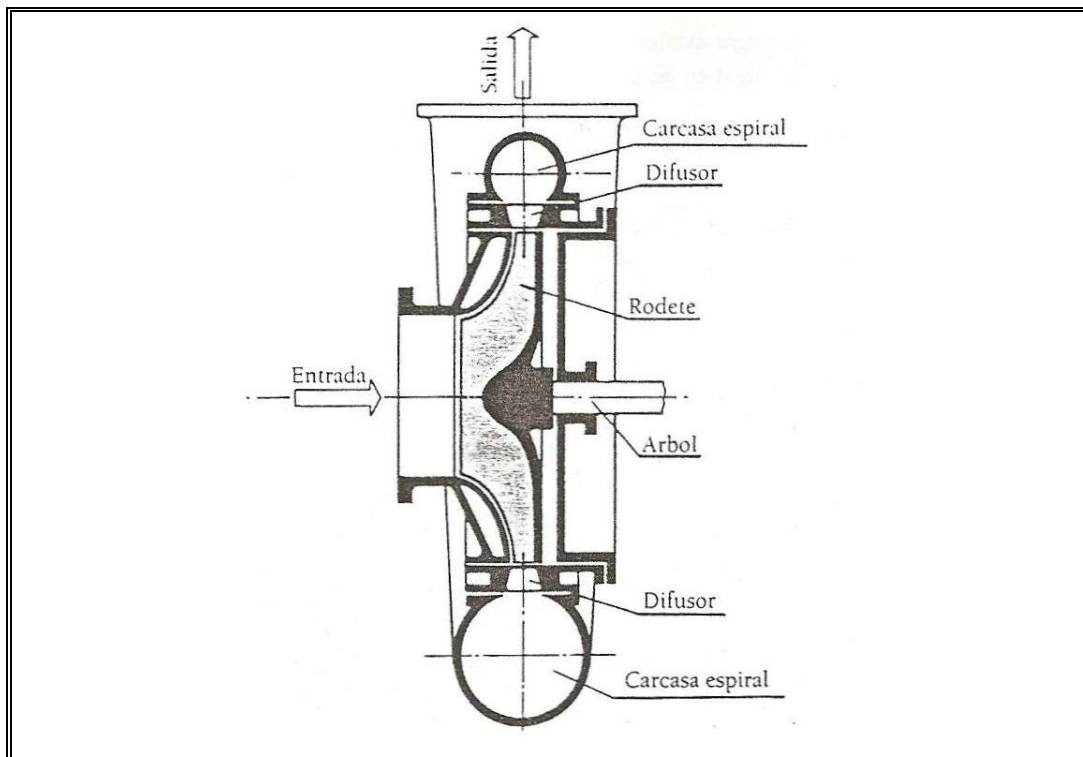


Figura 2.2: Bomba radial de un paso con corona directriz

En la figura 2.2 se muestra esquemáticamente una bomba de este tipo. Pueden verse todos los elementos de la bomba: la entrada, el impulsor, difusor con corona directriz, la carcasa espiral y el tubo de salida. La energía cinética del líquido, entrando al impulsor empieza a transformarse en energía de presión al pasar por el impulsor, la carcasa espiral, difusor con corona directriz y termina de transformarse en la entrada al tubo de salida.

c) Bomba radial de un paso, de impulsor doble

En la figura 2.3 se muestra esquemáticamente una bomba de flujo radial, de impulsor doble que descarga a una sola carcasa.

Las presiones que se obtienen a la salida de estas bombas, son comúnmente del orden de 100 a 150 m, semejantes a las que se obtienen en bombas radiales de baja presión, de un solo paso

Los caudales que se obtienen con estas bombas, son mayores que los que se obtiene con las bombas de impulsor sencillo de un solo paso.

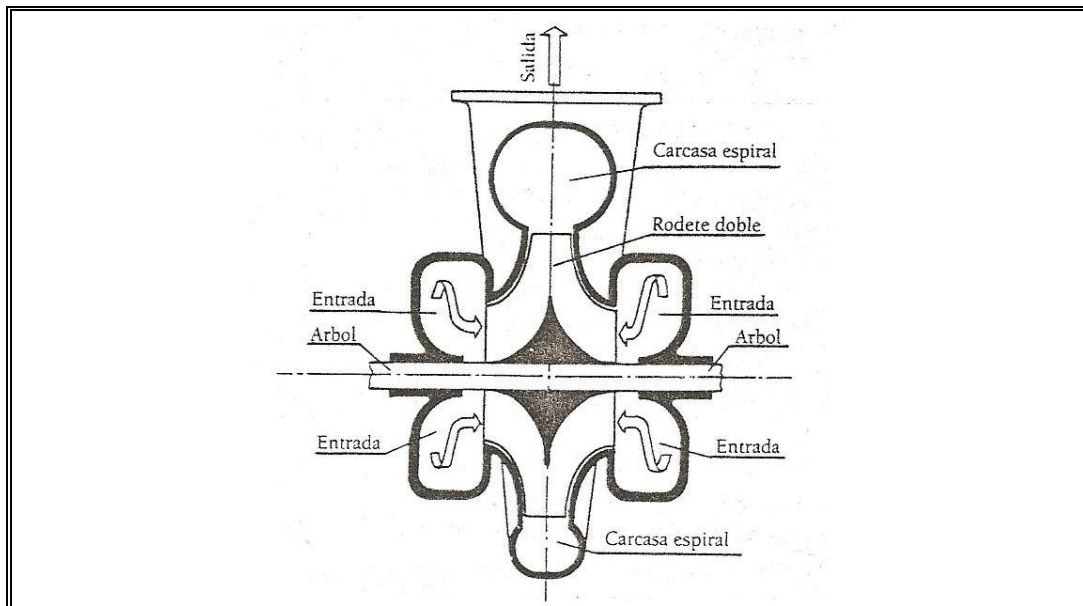


Figura 2.3: Bomba radial de un paso con impulsor doble

El impulsor doble, elimina las cargas axiales que en este caso se anulan, no así en el caso de las bombas de impulsor sencillo. Consecuentemente, las fugas en las bombas de impulsor doble son menores que las correspondientes a las de impulsor sencillo.

El impulsor, permite el manejo de grandes flujos sin que las dimensiones de la bomba sean exageradas.

d) Bomba radial de varios pasos

Cuando a la salida de la bomba, se requieren altas, de más de 120 m de columna de agua, es necesario recurrir a las bombas de varios pasos, como la que se muestra esquemáticamente en la figura 2.4.

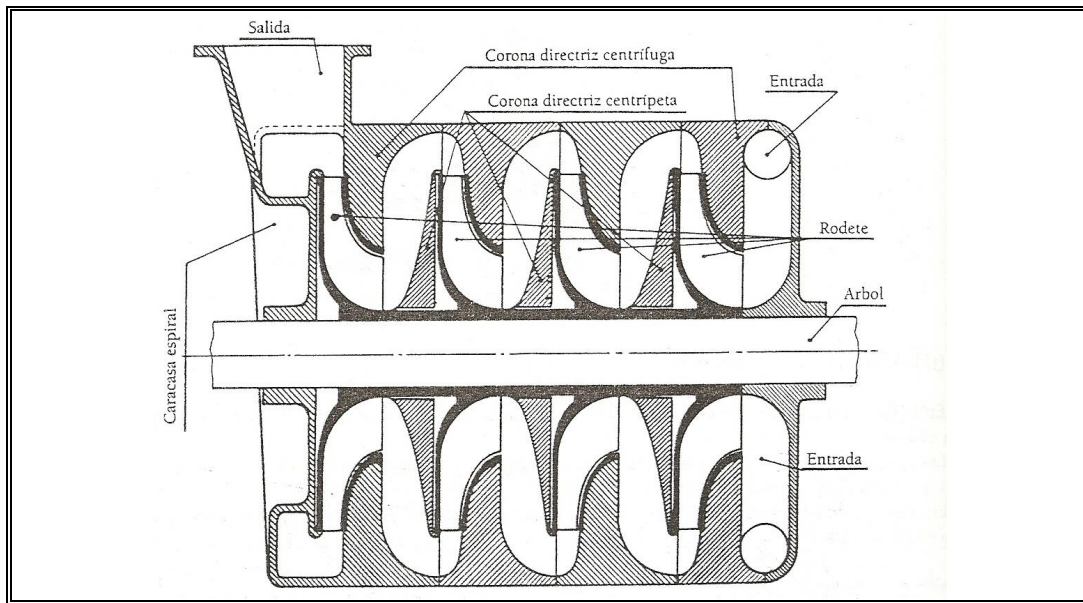


Figura 2.4: Bomba radial de varios pasos

En este tipo de bombas, los impulsores se encuentran unos a continuación de otros, sobre el mismo árbol. Normalmente todos los impulsores son iguales, salvo en casos especiales, como en las bombas para alimentación de calderas en donde, por el peligro de cavitación, el impulsor del primer paso es diferente a los siguientes.

Estas bombas, requieren una corona directriz centrifuga y otra corona directriz centripeta, para enviar, por medio de la primera, el corro que sale del impulsor, hacia el centro de la bomba y darle la dirección adecuada para que entre al siguiente impulsor, por medio de la corona directriz centripeta.

2.1.2 Bombas de flujo radioaxial

Con este tipo de bombas, el fluido llega axialmente y sale del impulsor en una dirección oblicua, es decir en parte axial y en parte radial.

Se distinguen, claramente, dos tipos de bombas rotodinámicas de flujo radioaxial: la de tipo helicoidal y la de tipo oblicuo.

a) Bomba radioaxial helicoidal

En la figura 2.5 que va a continuación, se muestra una bomba rotodinámica de flujo radioaxial.

El fluido llega axialmente a la entrada del impulsor. Este le imparte energía cinética y lo hace salir diagonalmente hacia la carcasa espiral en donde parte de la energía cinética se transforma en energía de presión al disminuir la velocidad del fluido.

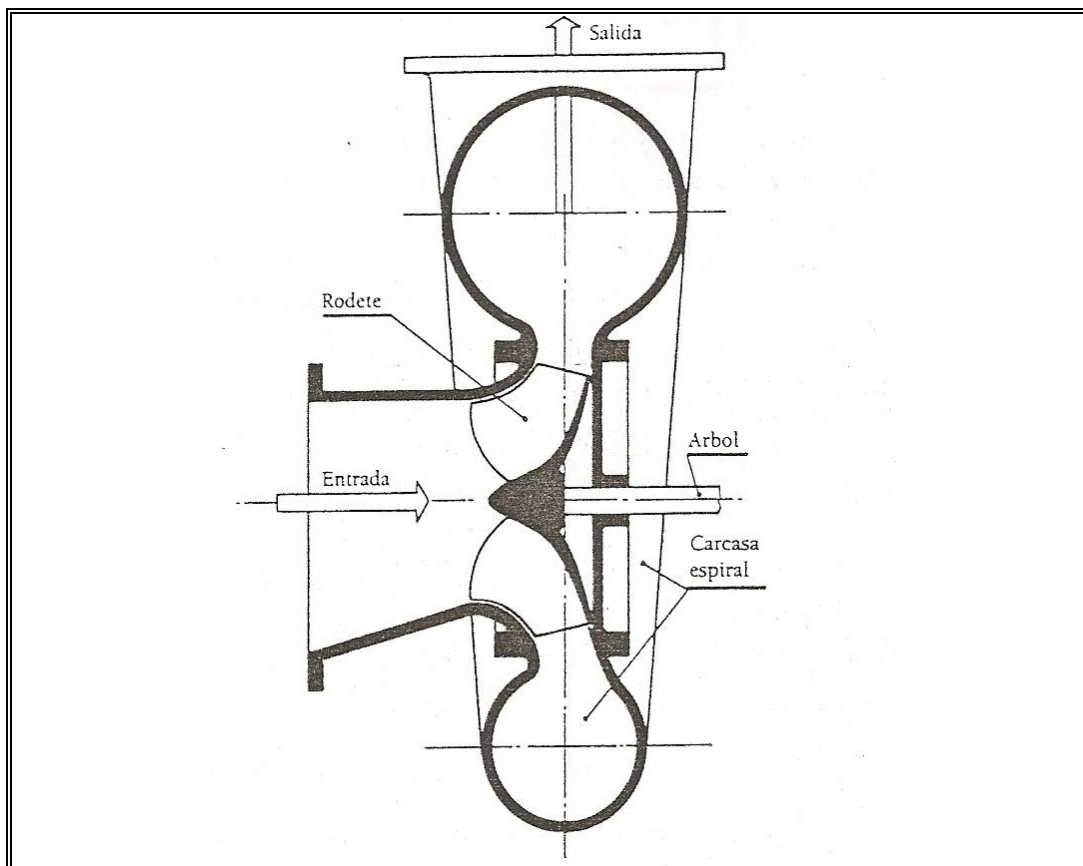


Figura 2.5: Bomba radioaxial helicoidal

Este es un tipo de bomba muy parecida a la bomba radial de un paso, de baja presión, descrita anteriormente. Sin embargo, hay bombas radioaxiales que no tienen una carcasa espiral o helicoidal como la mostrada en la figura 2.5, sino una carcasa cilíndrica en la que se instala una serie de aletas difusoras que son las que hacen la transformación de parte de la energía cinética del fluido en energía de

presión. Estas carcasas se fabrican mas fácilmente que las helicoidales, pero el rendimiento o eficiencia es menor que el que se obtiene con las carcasas espirales o helicoidales.

b) Bomba radioaxial oblicua

En la figura 2.6 se muestra esquemáticamente una bomba de flujo radioaxial de tipo diferente al anterior, se trata de una bomba radioaxial diagonal.

El fluido llega al impulsor en una dirección axial. El impulsor le agrega energía cinética y lo entrega en una dirección circular diagonal a una serie de aletas directrices axiales en donde se transforma parte de su energía cinética en energía de presión y se reorienta al fluido para que se desplace en una dirección axial, nuevamente.

Las bombas de este tipo, suelen tener eje vertical y, en el caso de las bombas para pozo profundo, son de varios pasos. En cambio las radioaxiales helicoidales como las diagonales, son aptas para manejar grandes flujos a bajas presiones.

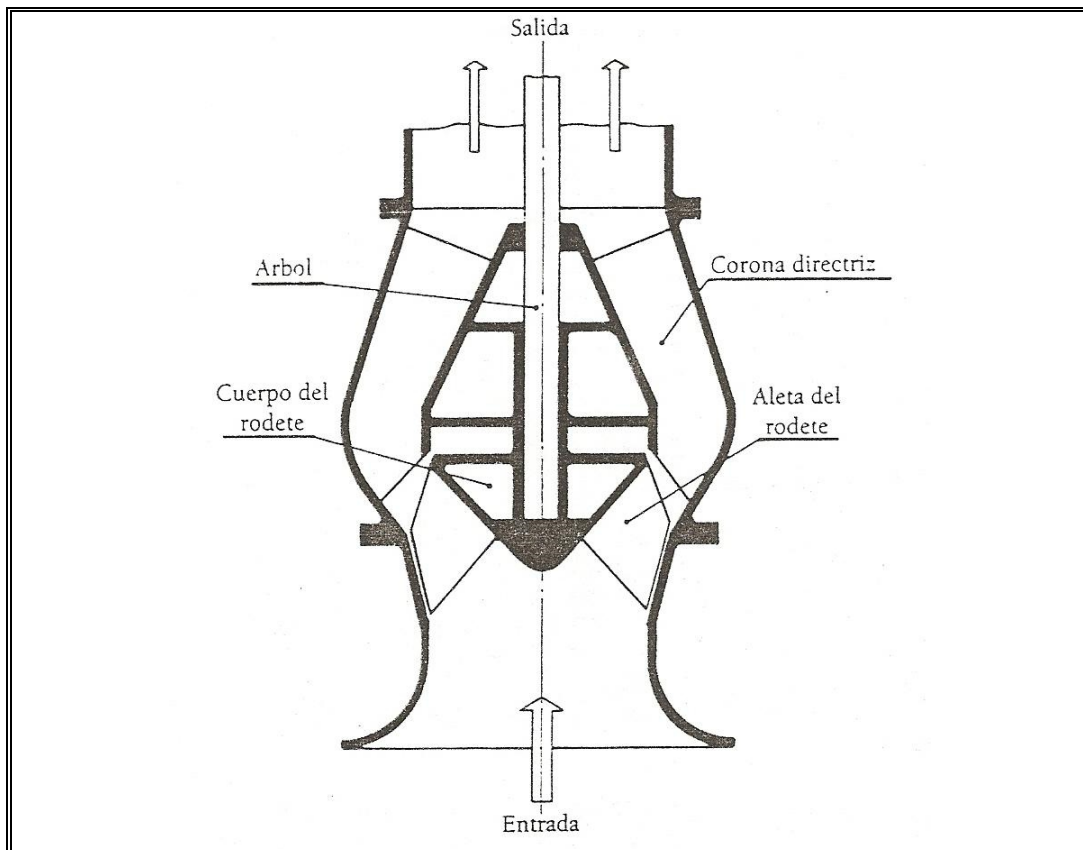


Figura 2.6: Bomba radioaxial de tipo diagonal

2.1.3 Bombas de flujo axial

En las bombas rotodinámicas de flujo axial, el líquido llega al impulsor en la dirección axial. El impulsor le imparte energía cinética y a la salida, el líquido es conducido, por una serie de aletas directrices, a lo largo de las cuales cambia parte de su energía cinética en energía de presión y se desplaza en la dirección axial de la bomba.

Las bombas axiales tienen muy poca capacidad de succión, por lo que la toma o entrada se sumerge en el líquido.

Debido, precisamente, a la baja capacidad de succión de estas bombas que exige que la toma sea sumergida, el eje es vertical en casi todas ellas.

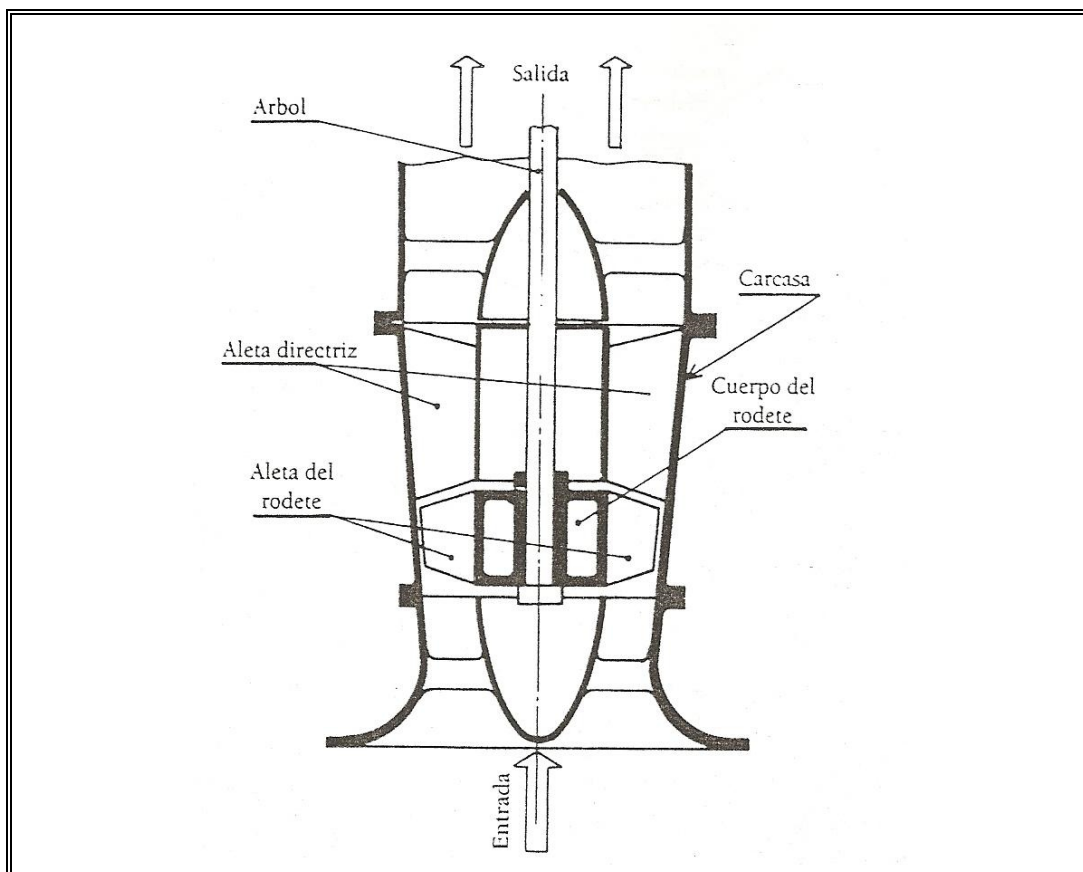


Figura 2.7: Bomba de flujo axial y eje vertical

En la figura 2.7, se muestra esquemáticamente una bomba rotodinámica en la que pueden verse claramente los componentes descritos en los párrafos anteriores.

Las bombas rotodinámicas de flujo axial, son las que menor diámetro tienen para los flujos que manejan. Las bombas de flujo radioaxial son, también, de pequeñas dimensiones transversales, si se las comparan con las bombas de flujo radial o radioaxial helicoidal.

2.2 Clasificación de las Bombas según el tipo de impulsor

Además de la clasificación anterior, también se pueden separar teniendo en cuenta su diseño mecánico o estructural del impulsor, se pueden distinguir tres tipos:

2.2.1 Impulsor abierto

En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales (figura 2.8) fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.

Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria (figura 2.9).

En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

2.2.2 Impulsor semiabiertos

Los impulsores con una sola pared lateral (figura 2.8), que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales (figura 2.9).

Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

Cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, hay que cambiar el impulsor. El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia.

2.2.3 Impulsor cerrado

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior (figura 2.8). El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno estacionario montado en el cuerpo y el otro que gira montado en el impulsor (figura 2.9). La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

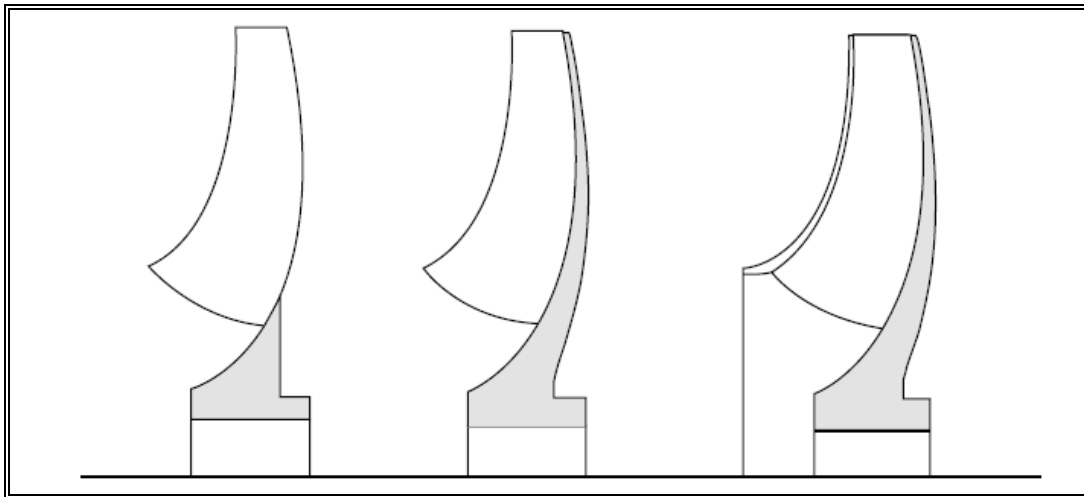


Figura 2.8: Impulsor abierto, semiabierto y cerrado

2.2.4 Ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado

Hay ciertas ventajas del impulsor abierto sobre el impulsor cerrado, que a continuación se van a aclarar:

- Los impulsores abiertos tienen una menor tendencia a obstruirse por lo que lo hace adecuado para líquidos sucios.
- Los impulsores abiertos tienen menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento
- Los impulsores abiertos tienen una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados
- Los impulsores abiertos tienen una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un costo menor de fabricación.

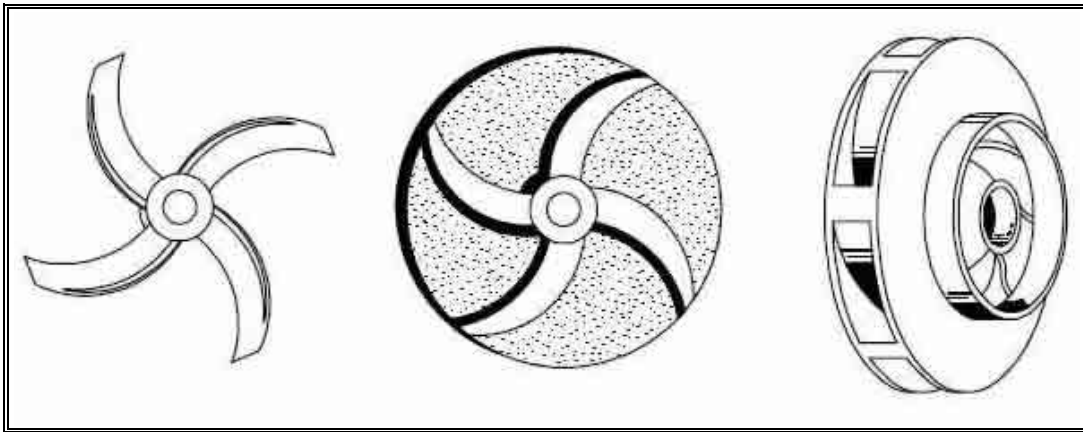


Figura 2.9: Impulsor abierto, semiabierto y cerrado

2.3 Concepto de una bomba centrífuga

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico.

Según Dixon (1981) las definió como “aquella máquina que recibe la energía mecánica de un eje y que, por medio de una serie de elementos mecánicos constitutivos, consigue transmitir dicha energía a un caudal de un determinado fluido incompresible”, este es un concepto que describe el funcionamiento básico de una bomba.

El principio de funcionamiento de una bomba centrífuga es que el líquido que ingresa al cuerpo de la bomba, es impulsado por el impulsor por fuerza centrífuga aumentando su velocidad, que luego es direccionado (por difusores) y que por diseño de la voluta la velocidad se cambia a aumento de presión.

2.4 Partes de una bomba centrífuga

Las partes constructivas principales que forman una bomba centrífuga y que serán parte del análisis del presente trabajo de investigación, son:

2.4.1 Brida de succión

Es por donde se va aspirar al flujo de fluido y donde se coloca la tubería de succión. Direcciona el flujo hacia el ojo del impulsor.

2.4.2 Impulsor

Formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una voluta circular. El impulsor va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

El líquido ingresa axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del impulsor, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del impulsor someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el impulsor hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el impulsor sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el impulsor, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de descarga.

2.4.3 Voluta

La carcasa o voluta, está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el impulsor es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del impulsor, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de descarga de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el impulsor en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el impulsor y la voluta aumenta.

2.4.4 Brida de descarga

Es por donde se realiza la descarga del flujo de fluido y donde se coloca la tubería de descarga.

Además de estas partes principales las bombas centrífugas cuentan con otras de menor importancia tales como: anillos de desgaste, empaquetadura, etc.

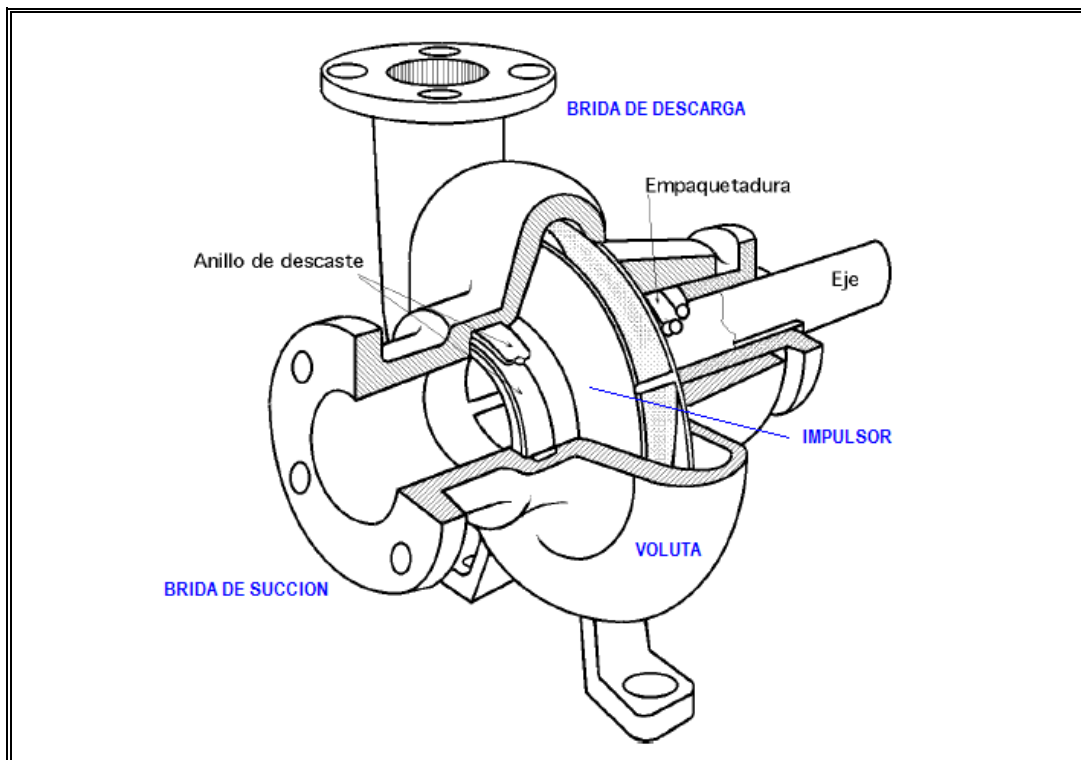


Figura 2.10: Partes de una bomba centrífuga

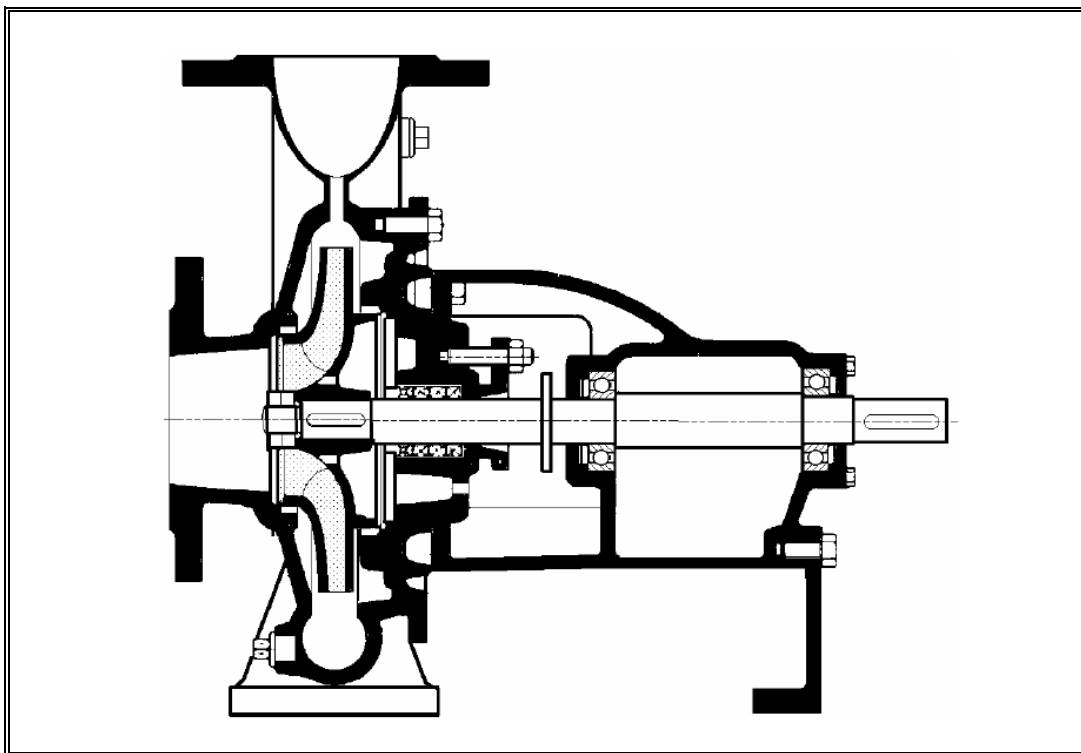


Figura 2.11: Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

2.5 Variables importantes

2.5.1 Numero de Reynolds

El número de Reynolds representa una medida de la magnitud relativa de los esfuerzos inerciales con respecto a los esfuerzos viscosos. Si los esfuerzos inerciales dominan respecto los esfuerzos viscosos se dice que el flujo no puede ser laminar. La pérdida de laminaridad se la denomina simplemente turbulencia

La bibliografía no suele coincidir exactamente en el valor de los límites que separan cada uno de estos regímenes, así que a groso modo se expone una clasificación aproximada que es válida para flujos internos:

- Régimen laminar: $Re \leq 2300$
- Régimen transitorio: $Re = 2300$
- Régimen turbulento: $Re > 2300$

La fórmula del número de Reynolds es la siguiente:

$$RE = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.1)$$

Donde:

ρ = Densidad (Kg/m³)

V = Velocidad (m/s)

D = Diámetro (m)

μ = Viscosidad dinámica (Kg/m-s)

2.5.2 Caudal

Es el volumen de líquido desplazado por la bomba en una unidad de tiempo. Se expresa generalmente en litros por segundo (l/s), metros cúbicos por hora (m³/h), galones por minuto (gpm), etc.

$$Q = VA \quad (2.2)$$

Donde:

V = Velocidad (m/s)

A = Area (m²)

2.5.3 Velocidad específica

La velocidad específica de una unidad homologa es una cantidad ampliamente utilizada para seleccionar el tipo de unidad y para diseños preliminares. Usualmente esta definida en forma diferente para una bomba y una turbina.

Se puede obtener el valor de la velocidad específica N_s de la siguiente expresión:

$$N_s = \frac{nQ^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (2.3)$$

Donde:

n = Velocidad rotacional en rpm.

Q = Caudal en m³/s o GPM

H = Altura manométrica en m o pies

2.5.4 Gravedad específica

Es la relación entre la masa del líquido bombeado (a la temperatura de bombeo) y la masa de un volumen idéntico de agua a 15.6 °C (Relación de densidades). Se considera S=1 para el bombeo de agua limpia.

2.5.5 Altura dinámica total (ADT)

Es la energía neta transmitida al líquido por unidad de peso a su paso por la bomba centrífuga. Esta energía es la que necesita el líquido para vencer la altura estática total más las pérdidas en las tuberías y accesorios del sistema (figura 2.12). Se expresa normalmente en metros del líquido bombeado.

$$ADT = \Delta H + (P2 - P1) + \frac{(C2^2 - C1^2)}{2g} \quad (2.4)$$

Donde:

ΔH = Diferencia de altura de manómetros (m)

$P1$ = Presión manométrica en la succión (m)

$P2$ = Presión manométrica en la descarga (m)

$C1$ = Velocidad en la succión (m/s)

$C2$ = Velocidad en la descarga (m/s)

g = Gravedad (m/s²)

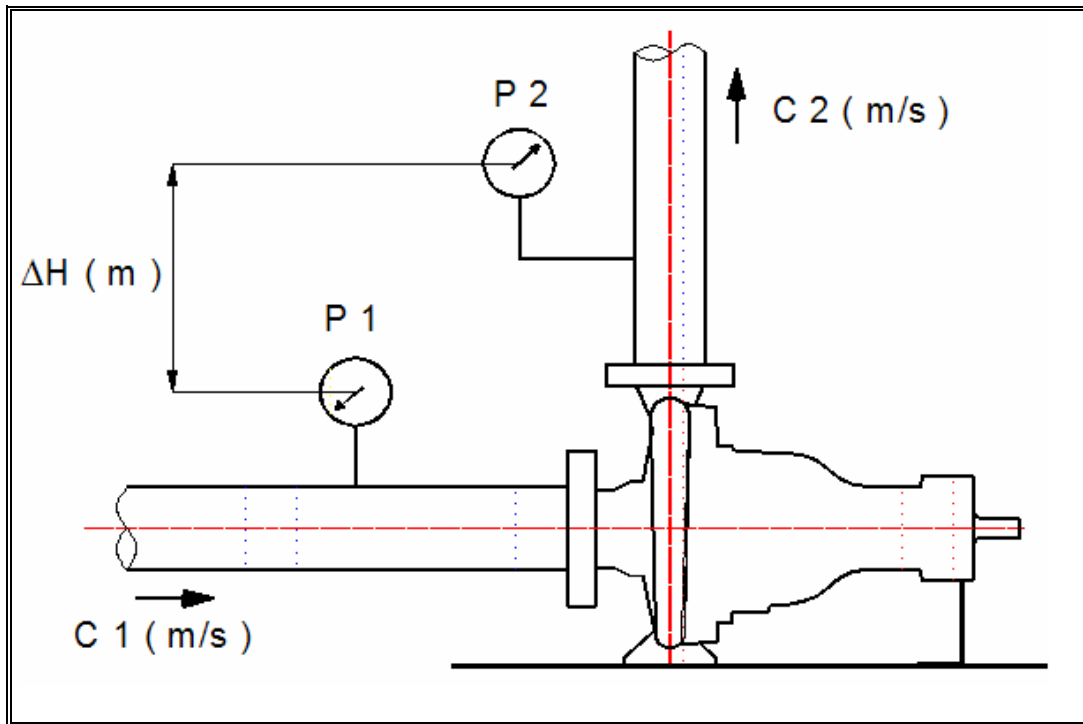


Figura 2.12: El ADT de una bomba centrífuga

2.5.6 Potencia hidráulica

Es la energía neta transmitida al fluido.

$$P_H = \rho \times Q \times g \times H \quad (2.5)$$

O

$$P_H = \frac{Q \times H \times S}{75} \quad (2.6)$$

Donde:

Q = Caudal (l/s)

H = Altura (m)

S = Gravedad Específica (1 para agua limpia)

2.5.7 Potencia de la bomba

Potencia entregada por el motor al eje de la bomba.

$$P = \frac{Q \times H \times S}{\eta_b \times 75} \quad (2.7)$$

Donde:

P = Potencia (Hp)

Q = Caudal (l/s)

H = Altura (m)

S = Gravedad Específica (1 para agua limpia)

η_b = Eficiencia de la bomba (%)

2.5.8 Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica, se le llama también eficiencia de gasto o eficiencia de caudal. Es la relación entre el gasto real y el gasto teórico de una bomba:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} \quad (2.8)$$

Donde:

Q_r = Caudal real medido a la salida de la bomba

Q_t = Caudal teórico de la bomba

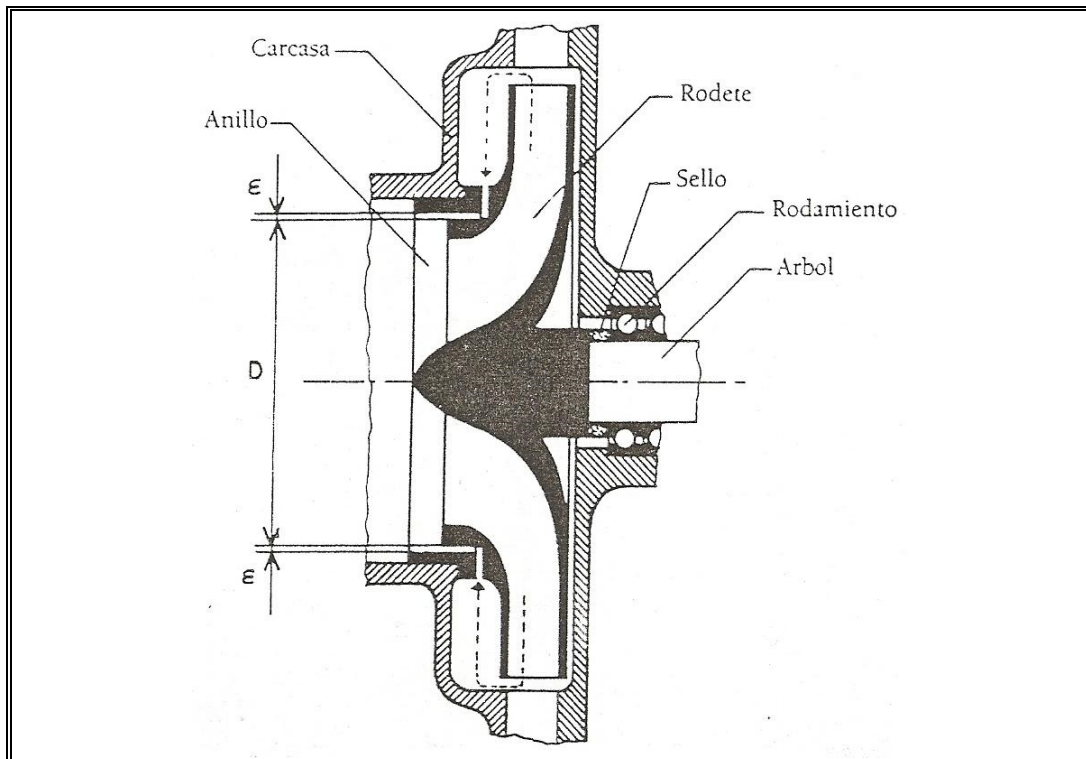


Figura 2.13: Eficiencia volumétrica

El caudal real Q_r resulta menor que el caudal teórico Q_t , debido a las fugas internas de la bomba. Estas se producen principalmente, en el anillo de empaque, en la entrada del rodete (figura 2.13).

La eficiencia volumétrica en las bombas centrífugas va de 0.93 a 0.97. Los valores mas altos se dan en las bombas grandes de baja presión. Las soluciones de hermetización y las holguras en los diferentes elementos para sellar el interior de la bomba, junto con la viscosidad del líquido, determinan los valores de la eficiencia volumétrica.

2.5.9 Eficiencia hidráulica

El Caudal real, se ve afectado por la caída de presión a lo largo del recorrido del líquido, así como por la aparición de las perdidas por resistencia.

La eficiencia hidráulica se expresa de la manera siguiente:

$$\eta_h = \frac{H_r}{H_{tz}} = \frac{H_{tz} - h_r}{H_{tz}} \quad (2.9)$$

La eficiencia hidráulica η_h esta relacionada con la pérdida de presión a lo largo de los canales de la bomba, y los valores se encuentran:

- Para las bombas de agua de 0.6 a 0.95
- Para las bombas de aceite de 0.5 a 0.7

La eficiencia hidráulica de las bombas centrífugas depende de la viscosidad del líquido, de la rugosidad de los canales de la bomba, de la velocidad de rotación del impulsor y del tamaño de la bomba. La eficiencia disminuye siempre cuando la bomba funcione fuera de su caudal de diseño.

2.5.10 Eficiencia mecánica

La eficiencia mecánica de la bomba, depende del rozamiento en los cojinetes y del frotamiento en los empaques de hermetización. Su expresión es:

$$\eta_m = \frac{N_m - N_p}{N_m} \quad (2.10)$$

Donde:

N_m = Potencia dada en el eje de la bomba

N_p = Representa las pérdidas de potencia por rozamiento y frotamiento

Los valores de la eficiencia mecánica de las bombas centrífugas van de 0.96 a 0.98.

2.5.11 Eficiencia de la bomba

Representa la capacidad de la máquina de transformar un tipo de energía en otro. Es la relación entre energía entregada al fluido y la energía entregada a la bomba. Se expresa en porcentaje.

$$\eta_b = \frac{\text{POTENCIA HIDRAULICA}}{\text{POTENCIA AL EJE DE LA BOMBA}} \quad (2.11)$$

2.6 Curvas de las bombas centrífugas

Las prestaciones de una bomba centrífuga se pueden evidenciar gráficamente por medio de una curva característica que, normalmente, tiene datos relativos a la altura (ADT), a la potencia de la bomba (HP), a la eficiencia y al NPSHr, (figura 2.14) informaciones indicadas en relación con la capacidad de la bomba.

Cada bomba centrífuga se caracteriza por su particular curva característica, que es la relación entre su caudal y su altura de elevación. Esta representación gráfica, o sea, la transposición de esta relación en un gráfico cartesiano, es la mejor manera para conocer qué caudal se puede obtener a un determinado ADT y viceversa. En este caso específico, la curva consiste en una línea que parte de un punto (equivalente a cero caudal /máximo ADT) y que llega hasta el final de la curva con la reducción de la altura de elevación aumentando el caudal. Está claro que, para modificar esta representación, contribuyen otros elementos como la velocidad (rpm), la potencia del motor o el diámetro del rodete. Hay que considerar, además, que las prestaciones de una bomba no se pueden conocer sin saber todos los detalles del sistema en el que tendrá que funcionar. La curva de prestaciones de cada bomba cambia en el momento que cambia la velocidad y se explica con las siguientes leyes:

- La calidad del líquido trasladado cambia en relación con la velocidad.
- La altura de elevación varía en relación con el cuadrado de la velocidad.
- La potencia consumida varía en relación con el cubo de la velocidad.

La cantidad de líquido bombeado y la potencia absorbida son, aproximadamente, proporcionales. La descarga de una bomba centrífuga con velocidad constante que puede variar desde cero caudales (todo cerrado o válvula cerrada), hasta un máximo que depende del proyecto y de las condiciones de trabajo. Por ejemplo, si se duplica la cantidad de fluido bombeado se duplica la velocidad y todas las demás condiciones permanecen iguales, mientras que el ADT aumenta 4 veces y la potencia consumida 8 veces con respecto a las condiciones iniciales. La potencia absorbida por la bomba puede localizarse en el punto donde la curva de

la potencia se encuentra con la curva de la bomba en el punto de trabajo. Pero esto no indica todavía la medida requerida del motor.

Existen distintas maneras para determinar la potencia de los motores de alimentación de la bomba:

- Se puede elegir el motor adecuado a la velocidad de accionamiento o al margen de funcionamiento (el mejor método y el menos costoso cuando las condiciones de trabajo de la bomba no cambian tanto).
- Se puede leer la potencia al final de la curva (la solución más frecuente que garantiza una potencia adecuada en casi todas las condiciones de ejercicio).
- Se puede leer la potencia que corresponde al punto de trabajo sumando el 10% (sistema usado generalmente sólo en las refinerías o en otras aplicaciones donde no hay variaciones en las características de la instalación).
- Usando las curvas, todas las condiciones operativas pueden ser consideradas (el mejor método donde están presentes efectos sifones, grandes variaciones en altura geodésica, largas tuberías para llenar, etc)

Las prestaciones de una bomba, y en especial de las bombas centrífugas, están ilustradas con una curva tal que evidencia perfectamente la relación entre el líquido en movimiento por unidad de tiempo y el aumento de la presión. Pero las curvas referidas a las distintas categorías de bombas tienen características muy diferentes. Por ejemplo, las bombas volumétricas presentan un volumen de caudal independiente de la diferencia de presión (y la curva respectiva es, casi siempre, una línea vertical), mientras que las bombas centrífugas tienen una curva de prestación que al ir aumentando el ADT el caudal disminuye y viceversa. La curva de las bombas periféricas, en cambio, tienen una marcha que al medio de estas dos categorías de bombas. Una regla general para comprender las fuerzas desarrolladas por una bomba centrífuga es la siguiente: una bomba no crea presión sino que aporta sólo caudal. La presión es nada más que la medida de la resistencia del caudal.

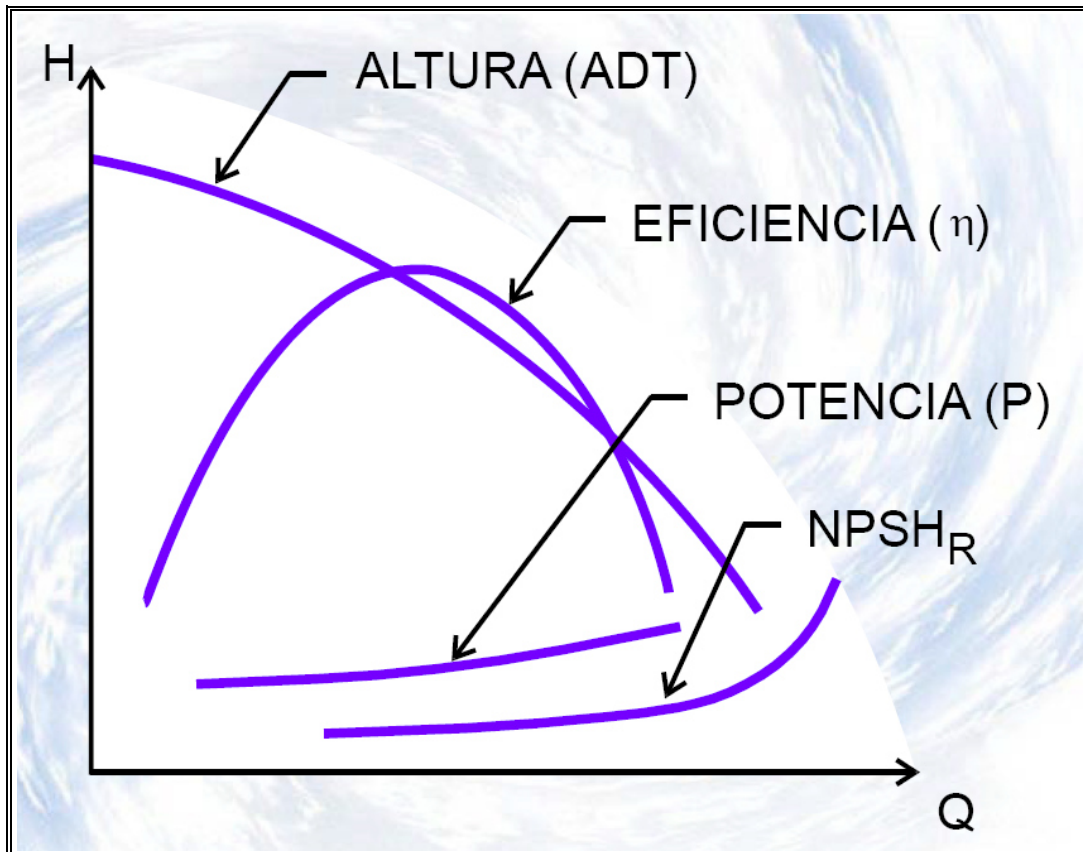


Figura 2.14: Curva característica de una bomba centrífuga

2.7 Leyes de afinidad

Relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a distintas velocidades

Cuando se cambia la velocidad (rpm):

- a) El Caudal varía directamente con la velocidad.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (2.12)$$

- b) La Altura varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (2.13)$$

- c) La Potencia absorbida varía en razón directa al cubo de la velocidad..

$$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (2.14)$$

2.8 Definición del triángulo de velocidades

Consideremos que la corriente circula del interior al exterior del impulsor radial y que el perfil de los álabes es AB (figura 2.15). La corriente tiene un aspecto diferente para un observador que participe del movimiento del impulsor y para un observador que este inmóvil fuera del mismo. Se llama velocidad absoluta a la velocidad del fluido con respecto al observador fijo, y relativa a la velocidad con respecto al observador que sigue al impulsor en su movimiento. En un punto cualquiera del impulsor designaremos por (Norma DIN 1331):

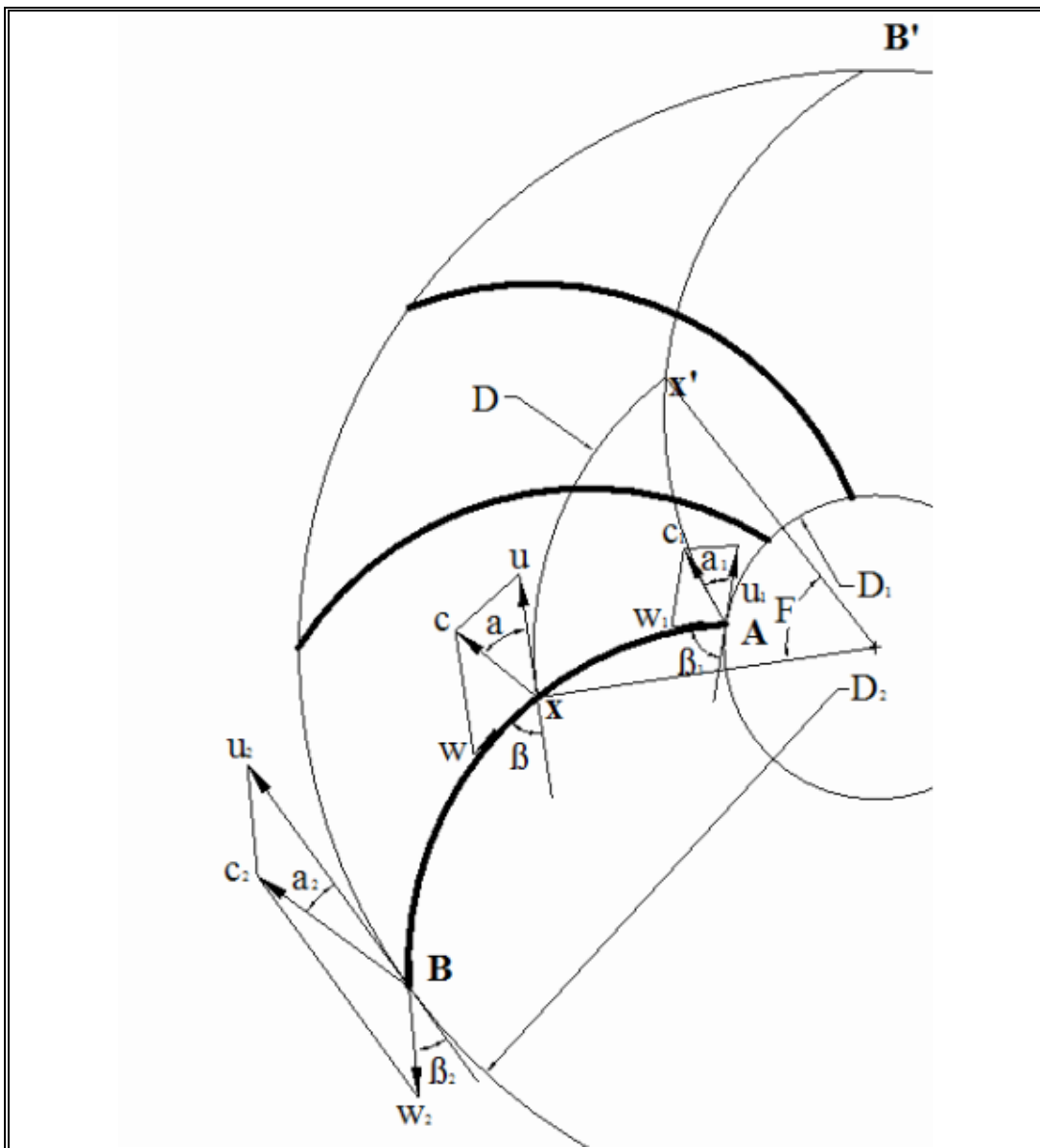


Figura 2.15: Velocidades en el canal móvil

u = Velocidad tangencial, velocidad de arrastre, es decir la velocidad con que se mueve un punto del impulsor

c = Velocidad absoluta de la corriente, es decir la velocidad respecto a lo circundante que esta inmóvil.

w = Velocidad relativa de la corriente, es decir respecto al punto del álabe considerado.

α = Angulo que forma u y c

β = Angulo determinado por w y la dirección u

Y caracterizaremos por los subíndices:

1 = Un punto situado inmediatamente después de la entrada del canal móvil.

2 = Un punto situado inmediatamente antes de la salida del canal móvil.

La velocidad absoluta c resulta de la composición o adición vectorial de w y u ; es decir que w y u , en magnitud y dirección, forman un paralelogramo. Su diagonal representa la velocidad absoluta c , y los lados, la velocidad relativa w y la velocidad de arrastre u , en magnitud y dirección. En consecuencia, estas tres velocidades forman también los tres lados de un triángulo.

Primeramente supondremos que la corriente relativa se efectúa como si existiera un numero infinito de alabes de paredes muy delgadas. En este caso podemos considerar los tubos de corriente como congruentes, y la corriente, unidimensional. La trayectoria relativa del fluido tendrá, pues, la forma del alabe AB. El primer elemento del alabe esta, en el caso de entrada sin choque, en la dirección de la velocidad relativa w_1 , que forma el ángulo β_1 con la velocidad tangencial, y el final del alabe tiene la dirección de w_2 y forma el ángulo con la velocidad tangencial. Con el fin de evitar pedidas de choque a la entrada del impulsor, será preciso que la composición de la velocidad absoluta c_1 a la entrada, y la velocidad del arrastre u_1 , cambiada de signo, de una dirección para w_1 que sea justamente la del primer elemento del alabe, lo que solo se producirá para un solo valor del caudal, el cual se designa con el nombre de caudal normal.

La trayectoria que describe una partícula de fluido para un observador inmóvil es decir, la trayectoria AB', empieza a la entrada en la dirección de la velocidad absoluta c_1 bajo el ángulo α_1 y termina en la periferia con la dirección de la velocidad absoluta c_2 bajo el ángulo α_2 . Si pues una partícula ha alcanzado en el impulsor el punto x , habrá alcanzado en el espacio fijo el punto x' . En consecuencia xx' será la trayectoria del punto x del impulsor en el tiempo t

empleado por la partícula del fluido para ir de A a x , de forma que el ángulo central φ , correspondiente al arco xx' , es igual a wt , para una velocidad angular constante w .

La corriente inmediatamente antes de la entrada, posee la velocidad c_0 que a causa de la disminución de sección debida al espesor de los alabes, es distinta de la velocidad c_1 , medida inmediatamente después de la entrada. Por esta razón y fundándonos en la continuidad las componentes radiales de la velocidad absoluta

$$c_{0m} = c_0 \sen \alpha_0 = w_0 \sen \beta_0 \quad (2.15)$$

$$c_{1m} = c_1 \sen \alpha_1 = w_1 \sen \beta_1 \quad (2.16)$$

Es decir, las componentes medidas en el plano meridiano perpendicularmente a la velocidad tangencial, deberán satisfacer la condición:

$$c_{1m} = c_{0m} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (2.17)$$

En donde t_1 es la distancia entre las aristas de los álabes consecutivos media sobre el círculo de entrada (paso circunferencial a la entrada), y σ_1 el espesor del álabe medido a lo largo del mismo círculo

Si z es el número de álabes del impulsor y D_1 el diámetro del círculo de entrada, se tendrá para t_1

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} \quad (2.18)$$

Además, se tendrá entre σ_1 y el espesor s_1 del álabe, medido perpendicularmente a su superficie, la relación:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sen \beta_1} \quad (2.19)$$

Las velocidades c_1 y c_0 se refieren al mismo punto de la entrada. Para que el paso de una a otra se efectuó sin choque, es recomendable redondear el álabe a la entrada. Un afilado agudo, según los ensayos efectuados en las alas de avión, ocasiona solo un imperceptible empeoramiento del rendimiento. Este ángulo vivo seria, por otra parte, más sensible a pequeñas variaciones de la velocidad relativa de entrada con relación a la dirección del álabe y menos resistente al desgaste.

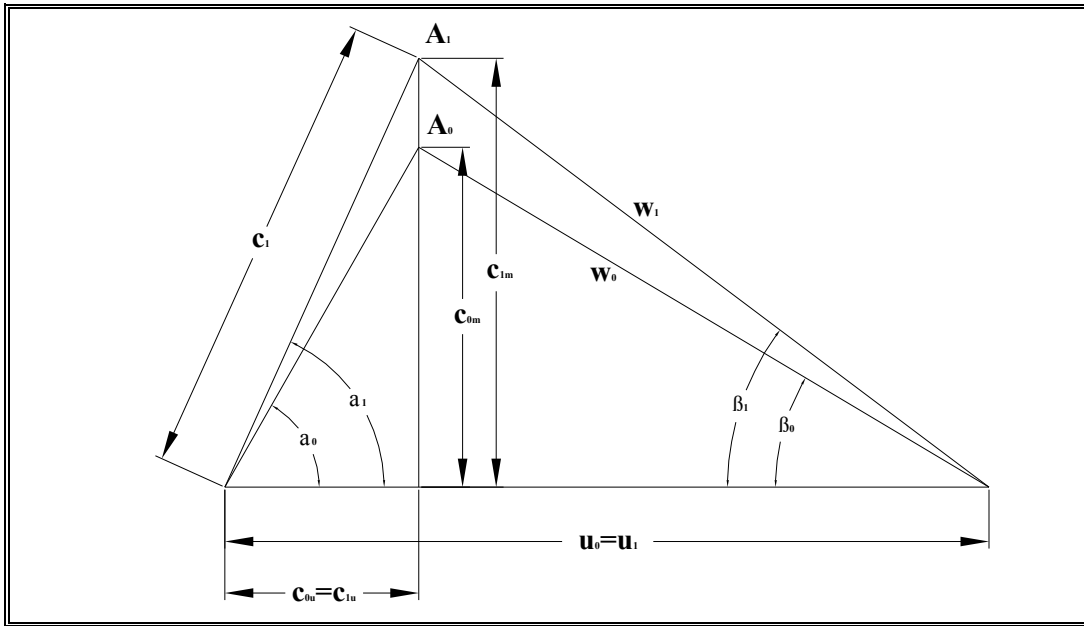


Figura 2.16: Diagrama de velocidades a la entrada

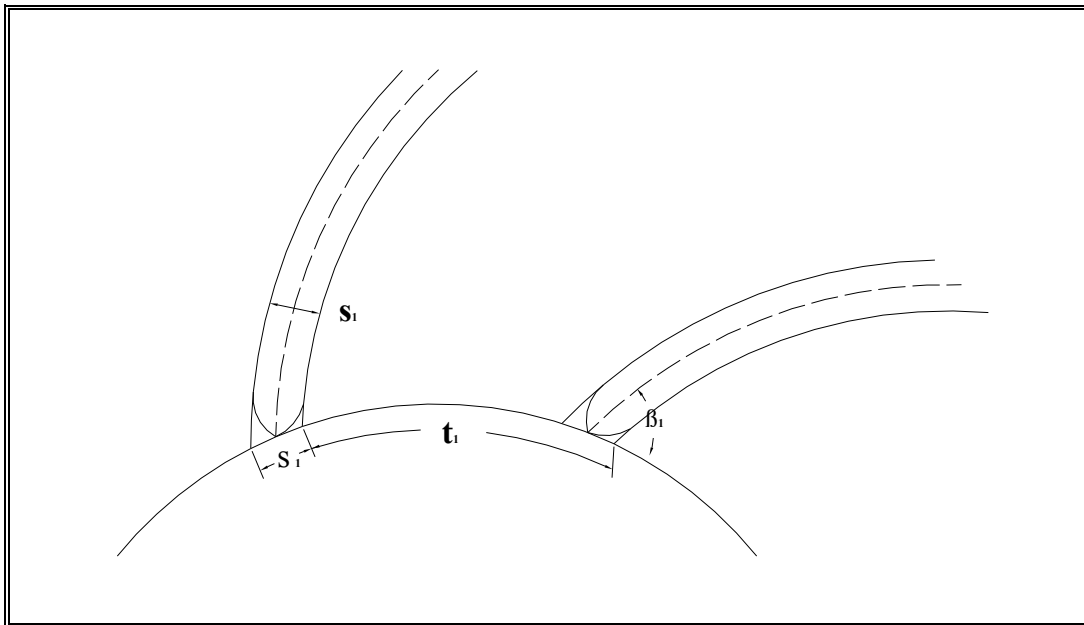


Figura 2.17: Extremo de los álabes a la entrada

En la figura 2.16 los triángulos se han dibujado bajo la hipótesis del hecho, deducido del principio de la impulsión, de que la corriente, al entrar sin choque en el estrechamiento, mantiene el valor de la componente tangencial, es decir, que $c_{0u} = c_{1u}$.

A la salida, el espesor del álabe ocasiona, por el contrario, una disminución o retardamiento de la componente meridiana, de

$$c_{2m} = w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2 \quad (2.20)$$

$$c_{3m} = w_3 \sin \beta_3 = c_3 \sin \alpha_3 \quad (2.21)$$

De tal suerte que:

$$c_{3m} = c_{2m} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad (2.22)$$

Esto, suponiendo que los álaves se construyan según las líneas de trazos de la figura 2.18. Siendo preferible que las disminuciones de velocidad sean progresivas, resulta mas favorable terminar los alabes con una parte afilada, según el trazado lleno de la figura 2.18. El ángulo de aguzamiento δ_2 debe escogerse todo lo pequeño que permitan las condiciones de buena ejecución y de desgaste. Como dirección de salida se tomará la bisectriz del ángulo δ_2 (a pesar de la mayor influencia de la cara inactiva del álabe). Dentro de ciertos límites se puede modificar posteriormente la dirección de salida, según el modo de efectuar el aguzado del álabe.

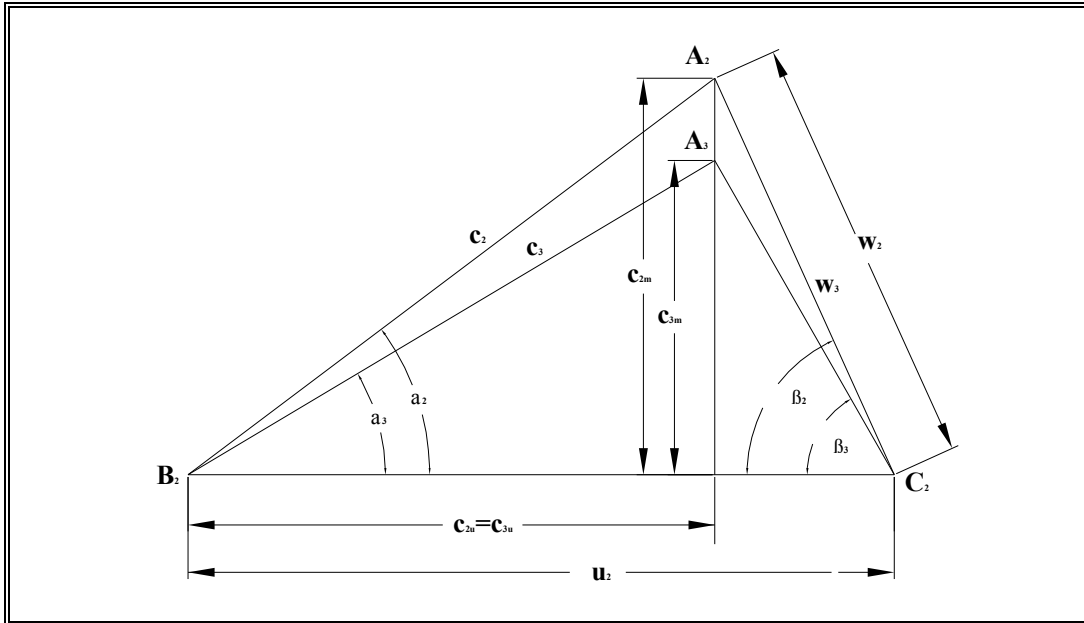


Figura 2.18: Diagrama de velocidades a la salida

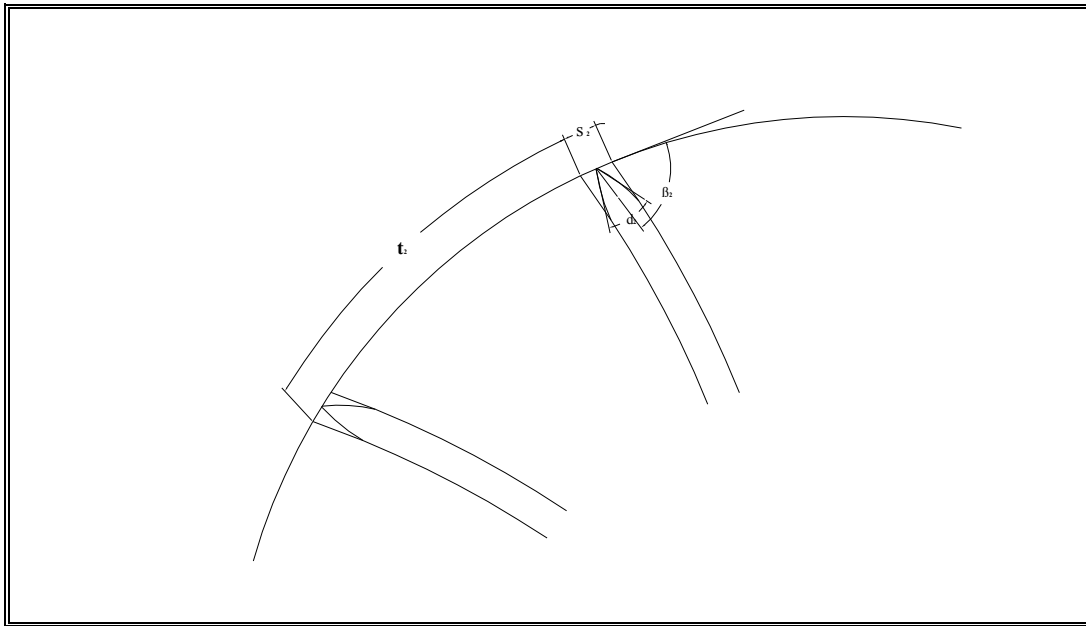


Figura 2.19: Extremo de los alabes a la salida

Detrás del canal giratorio, la componente tangencial permanece también invariable. Por tanto $w_2 = w_3 \cos \beta_3$ y con ello también $c_{2u} = c_{3u}$. El triángulo de salida $A_2B_2C_2$ se transforma en $A_3B_3C_3$, de donde se deduce que las velocidades absoluta y relativa modifican su dirección

III. MODELAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

En este capítulo se tratará el tema del modelamiento numérico de la bomba centrífuga y todos los pasos necesarios para alcanzar los resultados deseados.

3.1 Investigaciones recientes sobre modelamiento de bombas centrífugas

En este capítulo se tratará de los estudios en los que se nota el imparable avance de los métodos numéricos y su aplicación al cálculo del flujo de fluidos en bombas centrífugas.

Los trabajos de Douglas Ray Adkins (1988), N. Arndt (1989-1990) y Christopher E. Brennen (1994) constituyen unas referencias muy completas para cualquier estudio dedicado a las máquinas centrífugas.

Uno de los artículos de Douglas Ray Adkins se presenta un modelo teórico cuasi-unidimensional del flujo que le permite calcular las fuerzas sobre un impulsor centrífugo con posibilidad de girar excéntricamente respecto a su centro constructivo dentro de la voluta exterior. Las distribuciones de presión alrededor del impulsor son medidas experimentalmente y comparadas con las del modelo, obteniéndose una buena aproximación (figura 3.1) para un rango de cifras de caudal cercanas a la del punto de diseño (BEP), pero no tan buena para valores alejados. Las discrepancias del modelo se justifican por las desviaciones propias de la falta de simetría axial del flujo lejos del punto de diseño.

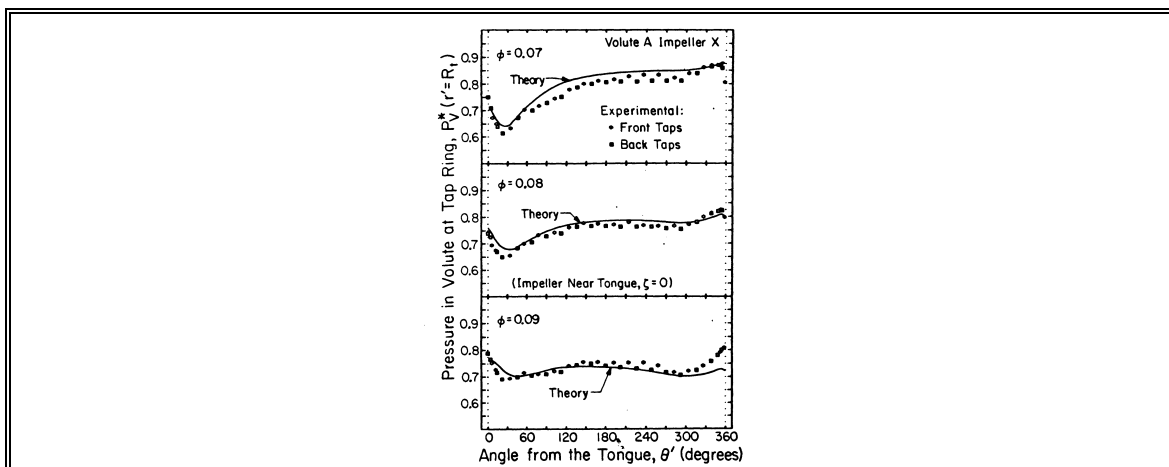


Figura 3.1: Resultados numéricos de Douglas Ray Adkins

También un artículo de Steven M. Miner (1992) presenta un cálculo numérico bidimensional basado en el modelo de flujo potencial usando una técnica de elementos finitos. Mediante este cálculo resuelve las ecuaciones del flujo simultáneamente en el impulsor y en la voluta, en un intento por capturar las posibles interacciones entre ambas partes. El mallado estructurado utilizado se puede observar en la figura 3.2.

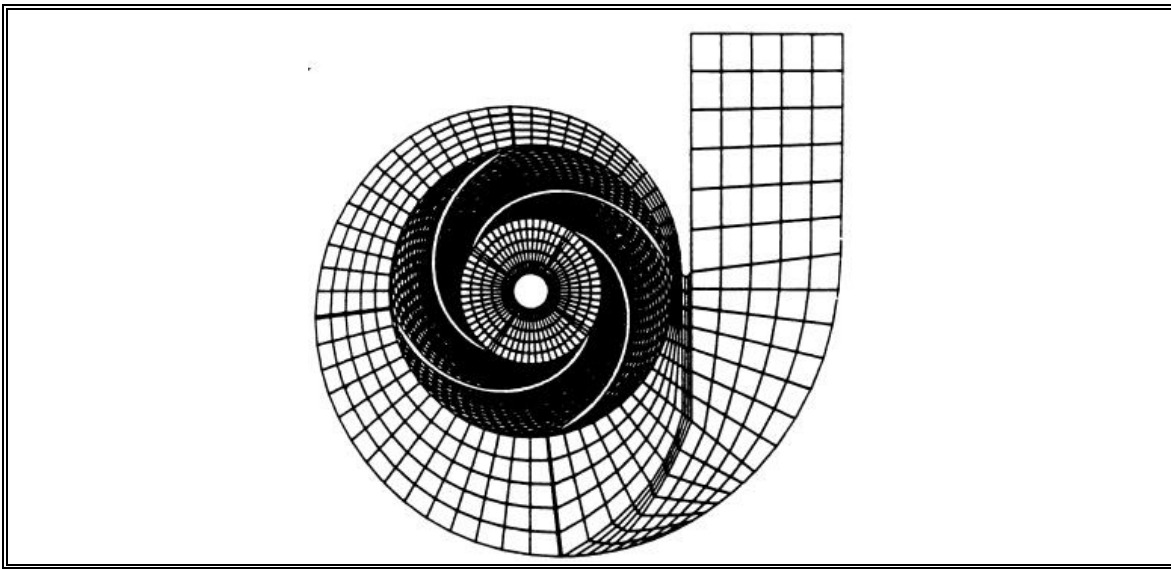


Figura 3.2: Mallado utilizado en los cálculos de Steven M. Miner

Además realiza medidas usando una técnica láser (LDV) en la misma bomba centrífuga girando a 620 rpm. La comparación de los resultados lleva a concluir que el modelo bidimensional presentado predice bastante bien la forma de los distintos perfiles de velocidad para el caudal nominal. En la figura 3.3 se muestra la comparación entre la velocidad que midieron experimentalmente con los resultados del modelo numérico que desarrollo. Se muestra la velocidad en una posición cercana a la salida del impulsor (87.16% del radio del impulsor) para un paso de álabe (en el eje horizontal se representan 90° por tratarse de una bomba con cuatro álabe). Para puntos de funcionamiento alejados del de diseño, el modelo no parece predecir tan bien los valores de las velocidades medidas experimentalmente.

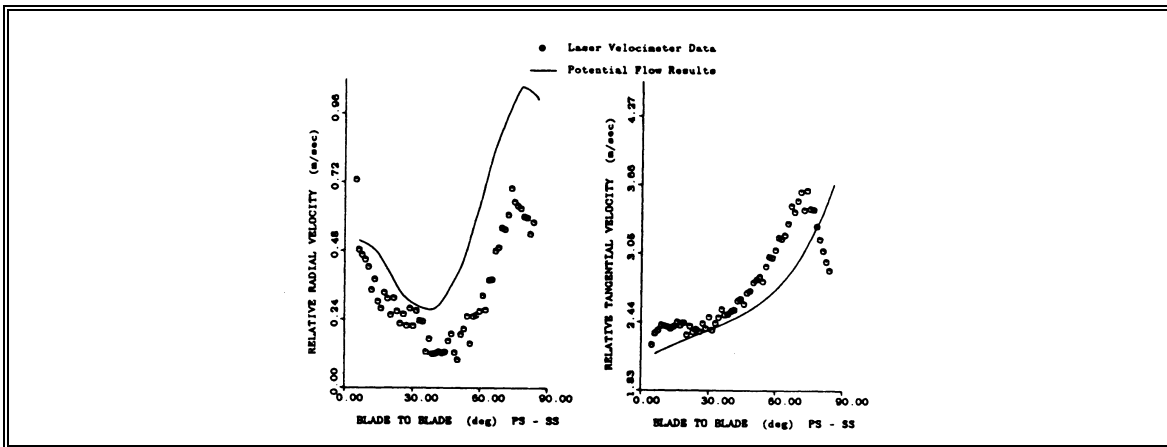


Figura 3.3: Comparación de las medidas experimentales con la solución numérica en una posición cercana a la salida del impulsor

Un aspecto muy bien detectado por el modelo numérico es la variación de la posición del punto de estancamiento en la lengüeta, en función del caudal. Se observa como dicho punto de estancamiento coincide con el vértice sólo en régimen de caudal de diseño y se predice casi a la perfección la separación aguas arriba para caudales bajos y aguas abajo para caudales elevados (figura 3.4).

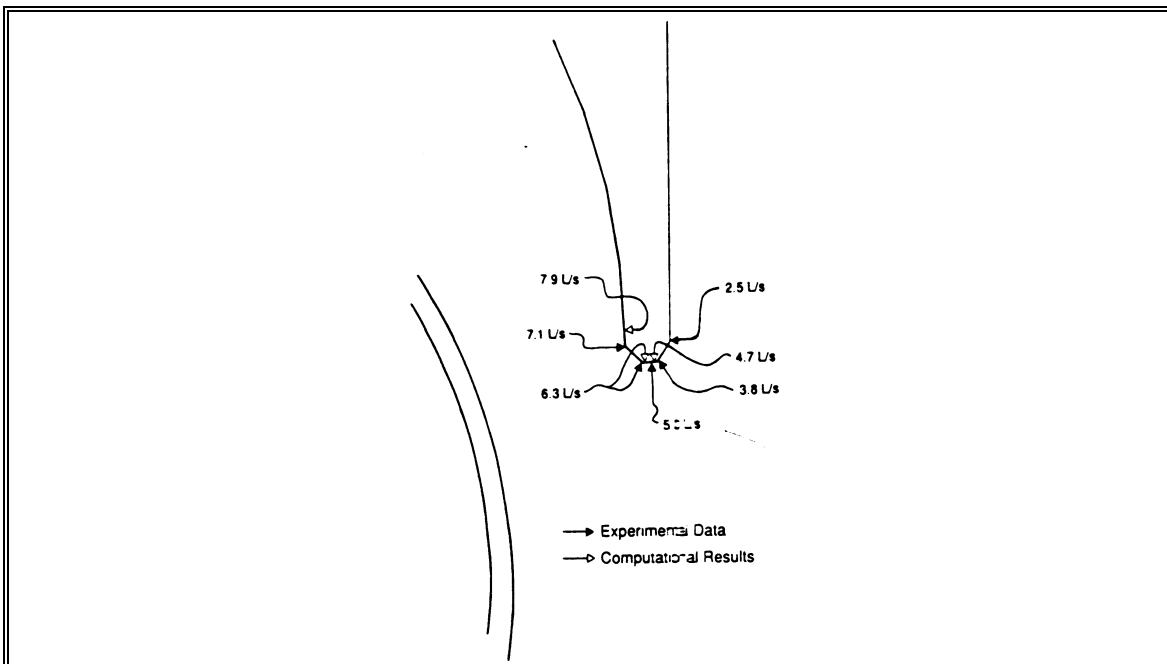


Figura 3.4: Punto de estancamiento experimental y numérico

En los trabajos de Badie, R. (1993) presenta un modelo para estudio del flujo siguiendo la teoría potencial no estacionaria aplicada a bombas centrífugas. El autor justifica primero la aplicación de un método que parte de las hipótesis de tener fluido ideal y flujo incompresible, es decir un número de Mach $\ll 1$ (del orden de 10^{-2}) y un número de Reynolds $\gg 1$ (como mínimo del orden de 10^4 , para este tipo de aplicaciones). Además incluye la hipótesis adicional de flujo sin vorticidad a la entrada de la bomba. Según se señala en este trabajo, la teoría potencial se ha venido usando con bastante éxito en la predicción del flujo por el interior de bombas centrífugas.

Se presenta el estudio realizado por Badie, R. dividido en tres grandes bloques:

- a) Modelo analítico del flujo potencial en un impulsor aislado (sin voluta) para varias geometrías de los álabes (álabes rectos y álabes en espiral logarítmica).
- b) Desarrollo numérico de la interacción entre el impulsor y la voluta usando un cálculo bidimensional basado en el programa comercial SEPRAN, que utiliza el método de elementos finitos para la discretización de las ecuaciones. El dominio se define para álabes sin espesor y se realiza un cálculo potencial no estacionario. Un esquema del mallado utilizado se presenta en la figura 3.5.

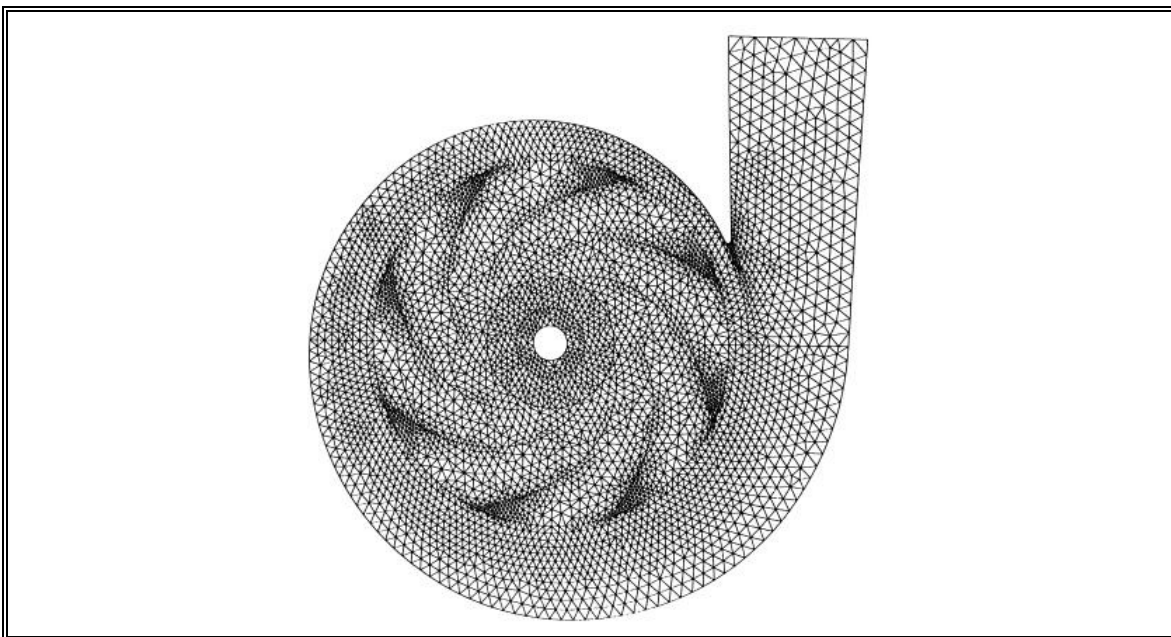


Figura 3.5: Mallado utilizado por Badie, R. (1993) en sus cálculos

- c) Obtención de resultados experimentales orientados a la determinación de las prestaciones de la bomba y a la visualización del flujo en la zona de la lengüeta por medio de técnicas de medidas láser, en concreto técnicas LDV y PIDV. Utiliza un mismo impulsor de ocho álabes y diámetro de salida $D_2 = 200$ mm, ensayado a 30 rd/s, con dos volutas distintas: una de mayor tamaño que la otra, pero geoméricamente semejantes (posiciones radiales de la lengüeta 118 mm y 145 mm). Obtiene la visualización del flujo para ambas configuraciones de la bomba.

Los resultados numéricos obtenidos respecto a altura de elevación comparados con los experimentales se pueden observar en la figura 3.6. Realiza un estudio intensivo sobre los distintos perfiles de presión en ambas cara de los álabes de la bomba estudiada.

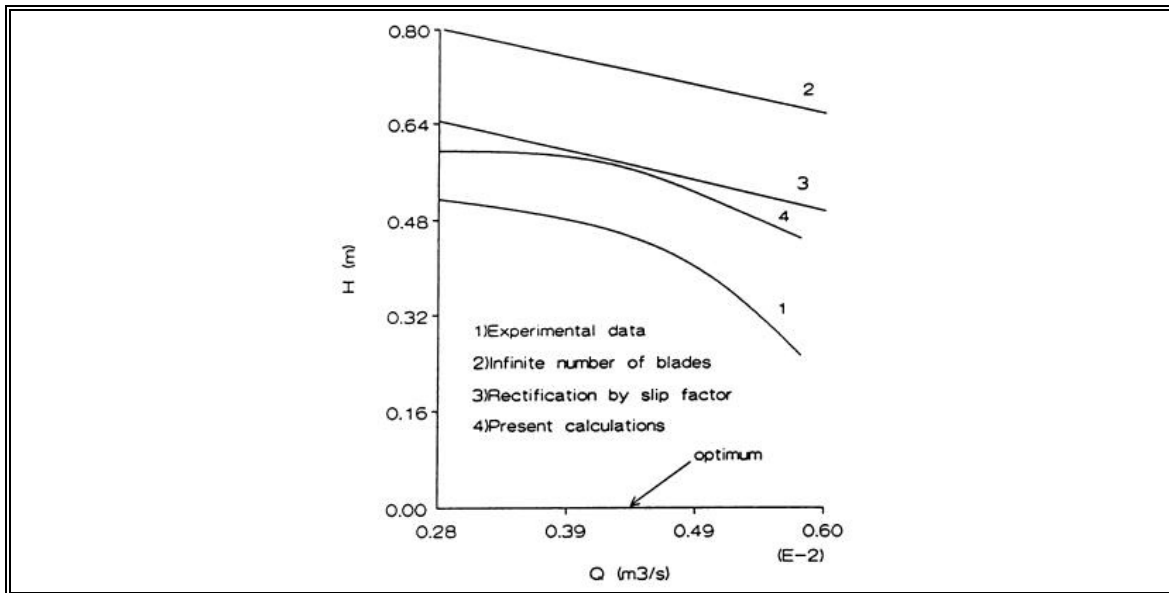


Figura 3.6: Comparación de resultados de Badie, R.

Las conclusiones más importantes a las que llega tras el estudio se resumen en dos.

- Por un lado, expone que la hipótesis empleada de flujo potencial describe bien el comportamiento del flujo en el interior de la bomba, siempre que no aparezcan efectos debidos a la separación de la capa límite en los bordes de salida de los álabes, es decir, para el funcionamiento a caudales cercanos al de diseño.

- Por otro lado, señala que los cálculos numéricos se aproximan más a los experimentales cuando se realiza un estudio conjunto del flujo en el impulsor y en la voluta y no por separado, sobre todo cuando la distribución de presión alrededor de la voluta no es uniforme (puntos alejados al de diseño). Finalmente, recomienda la realización de cálculos tridimensionales que sean capaces de captar mejor los fenómenos de interacción entre el impulsor y la voluta.

También Ayder, E. (1992) realiza un trabajo muy completo orientado al estudio específico del flujo en el interior de las volutas en las máquinas centrífugas. Estudia la influencia de varios de los parámetros señalados en la introducción como determinantes del flujo en la voluta de las máquinas radiales, es decir, la forma de la sección transversal de la voluta, la forma de variar dicha sección circunferencialmente, la posición radial de cada sección transversal y la geometría de la lengüeta. Los distintos estudios los hace para dos máquinas centrífugas similares en su geometría, pero de muy distinta operación, como son una bomba y un compresor.

Tras un análisis muy exhaustivo de la bibliografía existente, enfoca su trabajo en dos direcciones: un estudio experimental y un cálculo numérico basado en un código que utiliza las ecuaciones de Euler para flujo compresible no estacionario. El método experimental lo aplica tanto a la bomba como al compresor, mientras que el análisis numérico se orienta básicamente hacia el estudio del flujo en la voluta del compresor.

Ayder E. llegó a varias conclusiones significativas. La primera está relacionada con el tipo de flujo observado experimentalmente en las volutas ensayadas, que sigue una distribución del tipo vórtice forzado en la voluta para los distintos planos radiales (distinta posición angular) donde obtuvo los vectores de velocidad. Esta afirmación se matiza señalando que el efecto es mayor en volutas no axisimétricas, debido a procesos de mezcla y difusivos debidos a la fluctuación de la velocidad de rotación.

Centra las conclusiones en el análisis de la distribución de las pérdidas a lo largo de la voluta justificando los distintos comportamientos observados, apoyándose tanto en sus medidas experimentales (visualización del flujo y medidas de presión estática) como en las distintas teorías aplicables.

Finalmente, señala la validez del modelo tridimensional usado para el cálculo numérico del flujo en el interior de la voluta, observando una buena concordancia con los resultados experimentales, lo que validaría el modelo de

distribución de pérdidas añadido al cálculo no viscoso. Las distintas trayectorias de las partículas y el flujo obtenido parecen también ser muy coherentes con las visualizaciones realizadas con técnicas LDV.

Las publicaciones de Croba, D. en 1992 y sus posteriores artículos, tratan de unos trabajos donde se desarrolla en profundidad un modelo numérico. Su autora desarrolla un algoritmo de cálculo del flujo bidimensional en una bomba centrífuga. Se trata de un modelo que discretiza las ecuaciones de gobierno siguiendo un esquema de volúmenes finitos. Aplica un algoritmo híbrido para los términos convectivos y una estrategia SIMPLE para el acoplamiento entre los campos de presión y velocidad.

Resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes en coordenadas curvilíneas generalizadas y utiliza un modelo turbulento de dos ecuaciones $k - \varepsilon$ (energía cinética turbulenta – disipación turbulenta).

Resuelve el flujo a la vez en el impulsor (velocidad relativa con inclusión de los términos de fuerzas centrífugas y de Coriolis) y en la voluta. Para lograr el cálculo conjunto sobre los dos mallados estructurados introduce una interpolación geométrica bilineal basada en el escalonamiento de los dos mallados de forma que puedan desplazarse uno respecto al otro y que quede una zona de superposición de ambos (overlapping zone). Un detalle de los mallados utilizados se muestra en la figura 3.7.

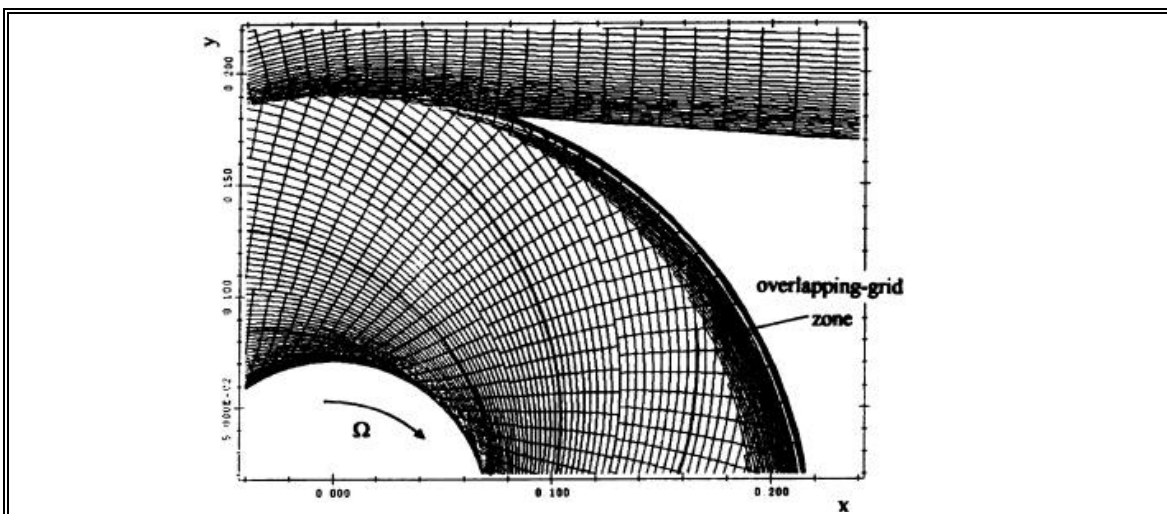


Figura 3.7: Detalle del mallado empleado por D. Croba (1992).

Una vez elegido un dominio bidimensional, el cálculo realizado es bidimensional no estacionario. La evolución temporal la realiza por medio de un esquema implícito (incondicionalmente estable). Los cálculos los hacen primero en el impulsor partiendo de una distribución circunferencial de presión uniforme a la salida, después se realiza el cálculo en la voluta, y a continuación itera el proceso utilizando como condición de contorno la distribución de presión obtenida a partir del cálculo en la voluta. De esta manera se intenta capturar las posibles interacciones. El resultado final no estacionario en la distribución de presión a la salida del impulsor se puede observar en la figura 3.8.

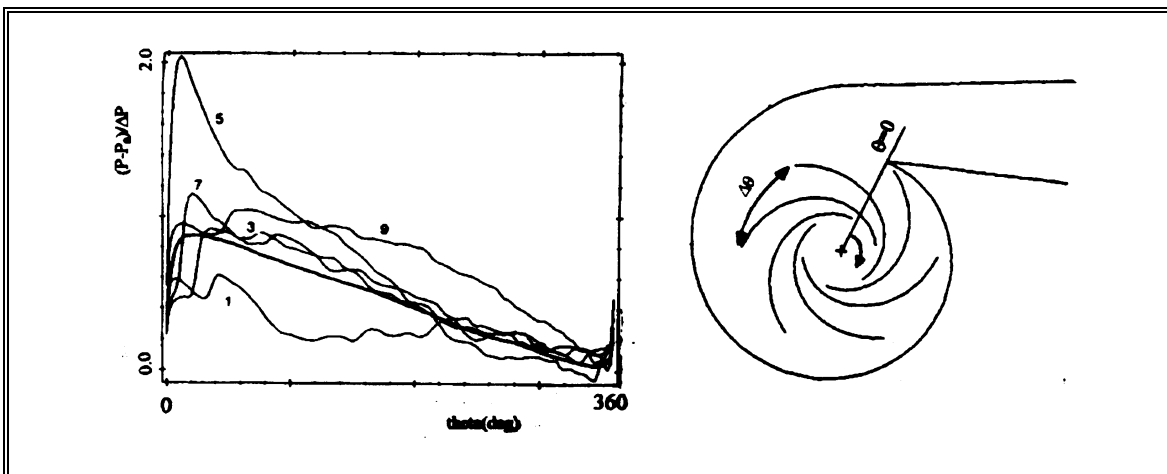


Figura 3.8: Distribuciones de presión a la salida del rodete según D. Croba (1996) (los números indican distintos instantes temporales).

Para comparar con los resultados del código numérico se presentan medidas experimentales realizadas en la misma bomba con sondas de presión (ocho sondas de presión estática y tres de presión no estacionaria) y usando una técnica láser (LDV) en determinados puntos del impulsor y de la voluta. La comparación parece indicar que predice muy bien el flujo en zonas alejadas de la lengüeta, pero que no captura bien el efecto propio de la interacción entre el impulsor y la voluta en zonas cercanas a la lengüeta. Aunque en realidad esto ocurre para radios separados de la salida del impulsor porque justo en dicha sección el acuerdo resulta algo mejor.

Las conclusiones generales son que para puntos alejados de la lengüeta se obtiene un valor de velocidad ligeramente superior en el numérico que en el experimental, mientras que la diferencia aumenta en zonas cercanas a la lengüeta,

siendo entonces las predicciones de la velocidad menores que las medidas experimentalmente. Las predicciones del método resultan muy buenas en la sección de salida del impulsor y como explicación posible mejora de los resultados del modelo se apuntan los fuertes efectos tridimensionales en la voluta, que no estarían recogidos en el cálculo y que se podrían introducir usando una corrección cuasi-tridimensional en el código.

Los trabajos del grupo de Joseph Katz, son estudios experimentales en una bomba centrífuga usando una técnica de velocimetría láser (PDV). También realizan medidas usando transductores piezoeléctricos. Disponen para estos ensayos de una bomba centrífuga con un rodete de siete álabes, con diámetro $D_2 = 253$ mm y accionada a 890 rpm. Sustituyen la voluta metálica por una voluta de fibra de vidrio para posibilitar las medidas con el láser. Un esquema de su banco de ensayos se puede ver en la figura 3.9.

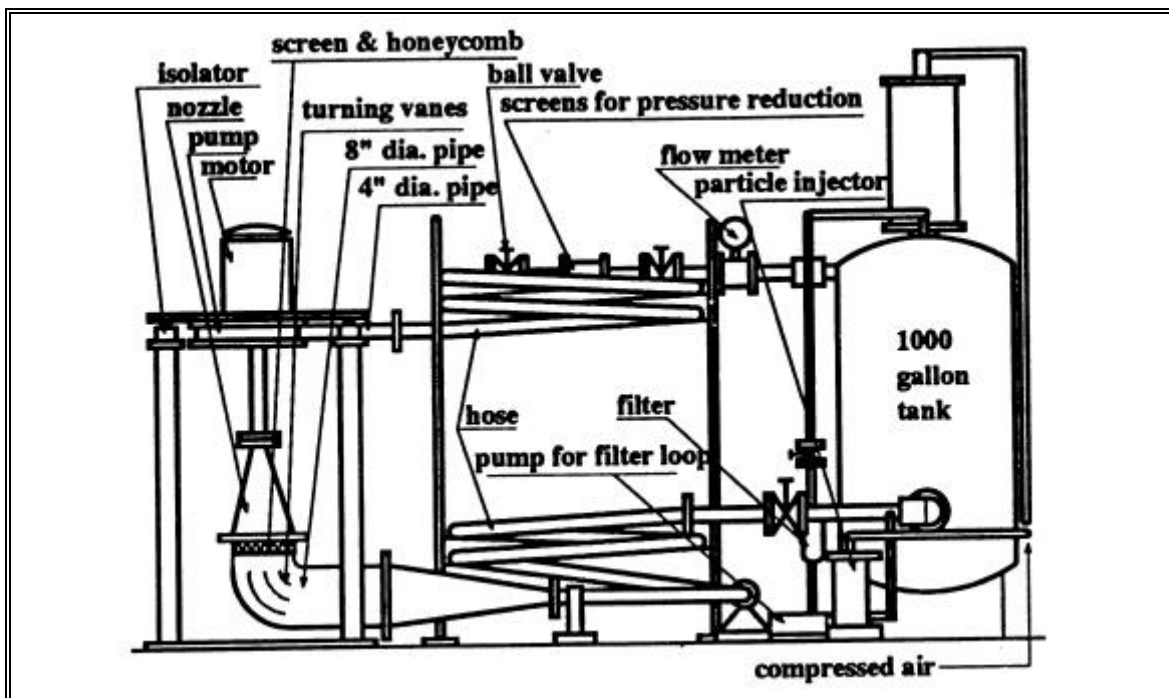


Figura 3.9: Banco de ensayos

Usando las ecuaciones adimensionalizadas de Navier-Stokes, promediadas temporalmente, deducen la expresión que debe cumplir los campos de presión en el entorno de un punto. Apoyándose en dicha expresión presentan un

cálculo teórico paralelo a las mediciones realizadas que indica la validez del promediado temporal de las ecuaciones reales (figura 3.10). Este cálculo sirve también para constatar la tridimensionalidad del flujo en las zonas cercanas a la lengüeta. Para el promedio temporal se toman medidas cada grado de giro del impulsor.

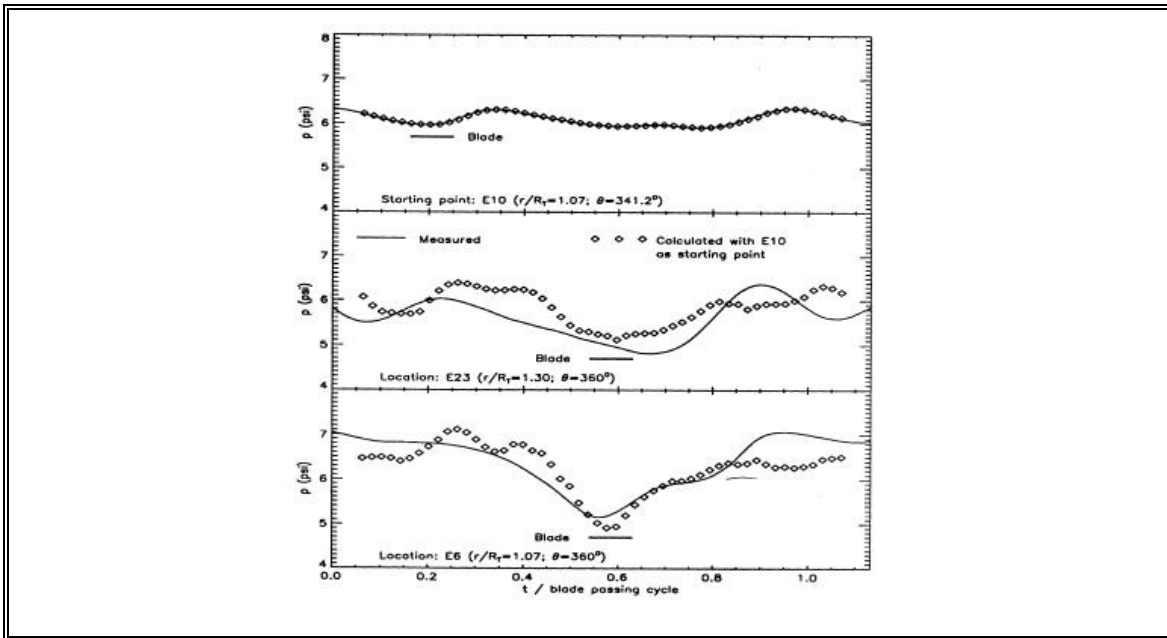


Figura 3.10: Promedios de presión en tres puntos

Con las medidas realizadas definen los mapas de velocidad y de distribución de vorticidad en la zona cercana a la lengüeta para distintas posiciones relativas del paso de un álabe. Estas últimas les permiten observar claramente el fenómeno de interacción entre las estelas de los álabes y la lengüeta.

Finalmente cuantifican el ruido generado en la interacción entre el impulsor y la voluta usando distintos espaciados radiales, tal y como puede comprobarse en la figura 3.11.

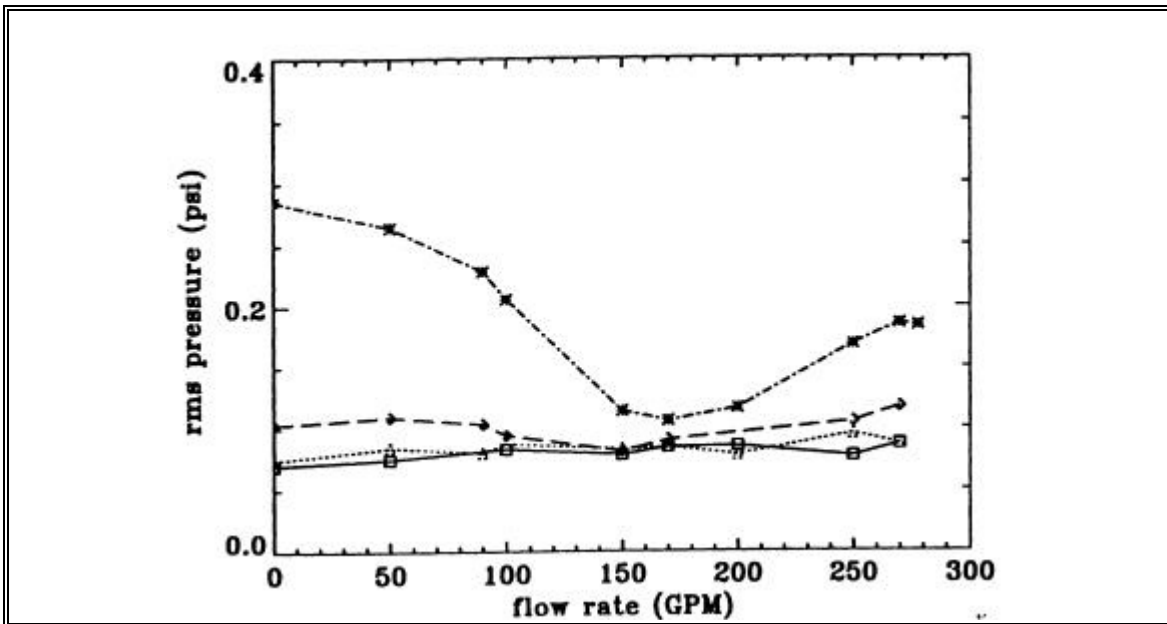


Figura 3.11: Distribución de ruido medido en función del caudal

Las principales conclusiones a que llegan tras sus estudios son:

- Fuerte interacción entre la estela de los álabes y la lengüeta que produce una modificación del flujo local que existe en la voluta. Esta modificación genera un flujo altamente tridimensional en la zona de interacción, sobre todo para caudales fuera del punto de diseño.
- En secciones cercanas a la salida del impulsor, el máximo en la presión estática se produce donde la componente circunferencial de la velocidad absoluta es alta, pero ligeramente por detrás del punto de máxima velocidad.
- Incrementar el espaciado entre la salida del impulsor y la lengüeta disminuye la interacción descrita debida a la generación de vorticidad asociada con el choque de las estelas de los álabes con la lengüeta y produce una disminución global del ruido generado para todo el rango de caudales ensayados.

Otros artículos interesantes relacionados con estudios en bombas centrífugas son el de Bosman (1976), el de Combes (1991) y los de Tsukamoto (1995 y 1996), que presentan estudios sobre cuestiones más particulares del flujo en dichas máquinas hidráulicas.

En el año 1994 se presentó en el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo la tesis del profesor Fernández. Dicho trabajo consta básicamente de un estudio experimental y otro numérico, orientados a definir las

prestaciones del impulsor de una bomba centrífuga operando en modo turbina centrípeta. Los experimentos se orientaron a definir las características funcionales y las prestaciones globales del impulsor disponible, girando en modo bomba y en modo turbina. Respecto al estudio numérico, se desarrolló un algoritmo de cálculo para el flujo estacionario en el canal entre álabes basado en un método de volúmenes finitos aplicado a máquinas centrífugas.

El código desarrollado se aplica a la geometría del impulsor ensayado, operando en condiciones similares a las de los ensayos. Un ejemplo de los mapas de velocidad obtenidos se presenta en la figura 3.12.

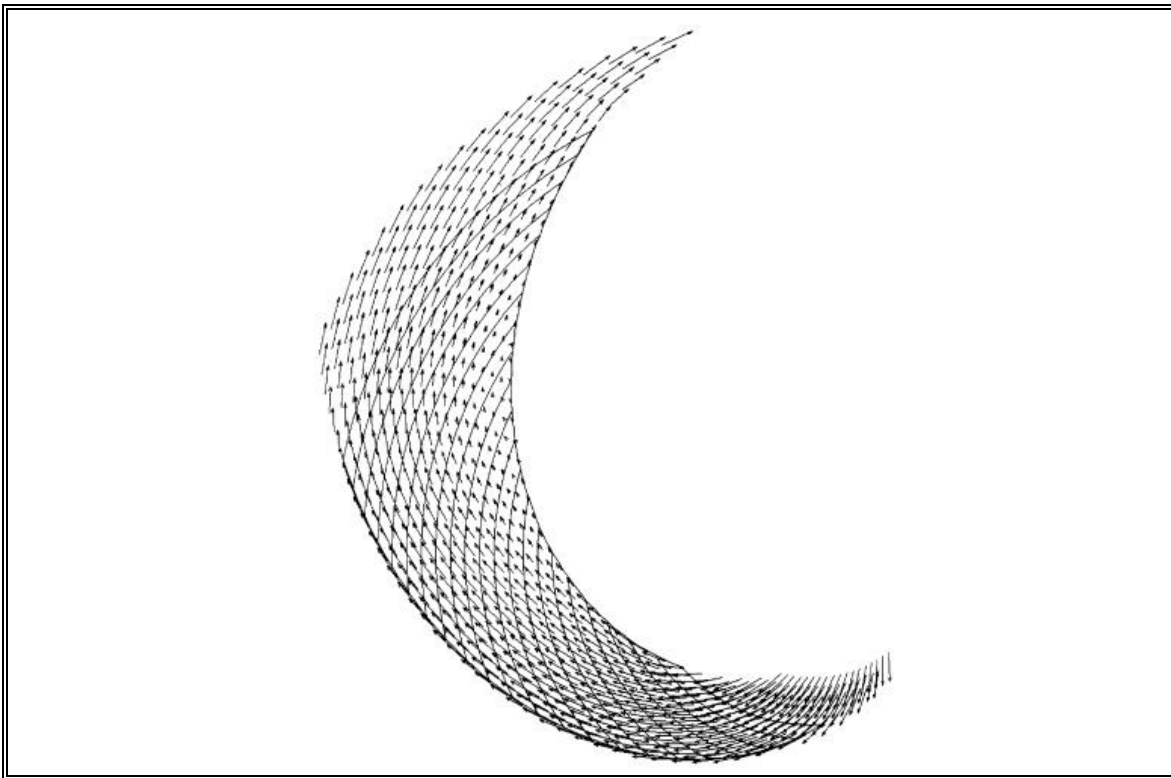


Figura 3.12: Mapa de velocidad para el caudal de diseño

La comparación de los resultados indica una gran validez del modelo en la predicción de las características globales del rodete, tanto en modo bomba como en modo turbina.

Además en 1998, Fernández publica un artículo sobre modelización numérica del flujo en una bomba centrífuga. En este artículo se realiza la

modelización numérica bidimensional de una bomba centrífuga. Constituye un punto de partida en la utilización de la técnica de mallados deslizantes para la simulación del flujo en el interior de la bomba en su conjunto (impulsor y voluta). Se realizan simulaciones básicamente estacionarias del problema y la comparación en las prestaciones globales de la bomba estudiada resultaron bastante positivas (figura 3.13). Este artículo constituye un punto de partida básico en el desarrollo de los modelos numéricos que se harán en el presente estudio.

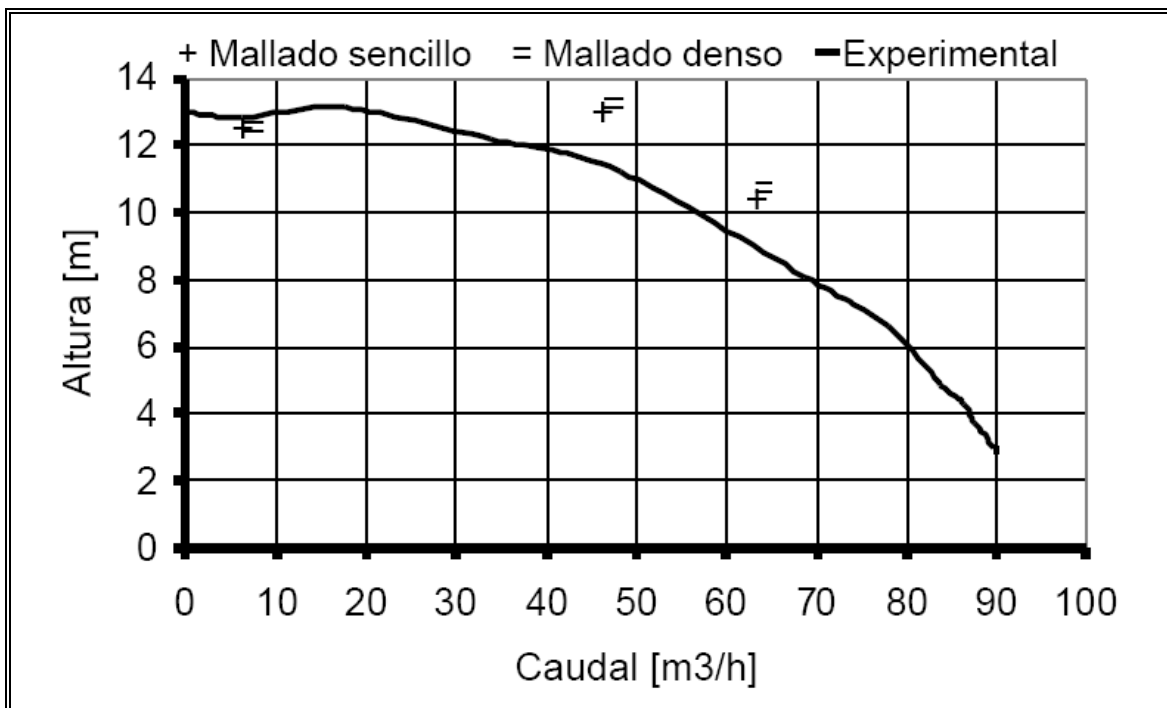


Figura 3.13: Comparación del resultado numérico con los correspondientes experimentos

3.2 Laboratorio, equipos y programas

A continuación se van a realizar una breve explicación sobre el laboratorio de pruebas de bombas de la empresa Hidrostral S.A. donde se realizó la prueba experimental. Además se mencionará las características del equipo de cómputo, como también los programas utilizados para la simulación numérica.

3.2.1 Laboratorio de pruebas de bombas

Es el área donde se realiza la prueba de performance de las bombas de la empresa Hidrostral S.A. Además es el único laboratorio de pruebas normalizado en el Perú y autorizado para realizar este tipo de pruebas. El área de prueba se encuentra debidamente equipada y a cargo de personal altamente calificado, además de cumplir con las normas de seguridad debidas. En esta área se pueden realizar pruebas de bombas tanto de succión positiva como de negativa. También se pueden realizar pruebas de bombas de pozo profundo.

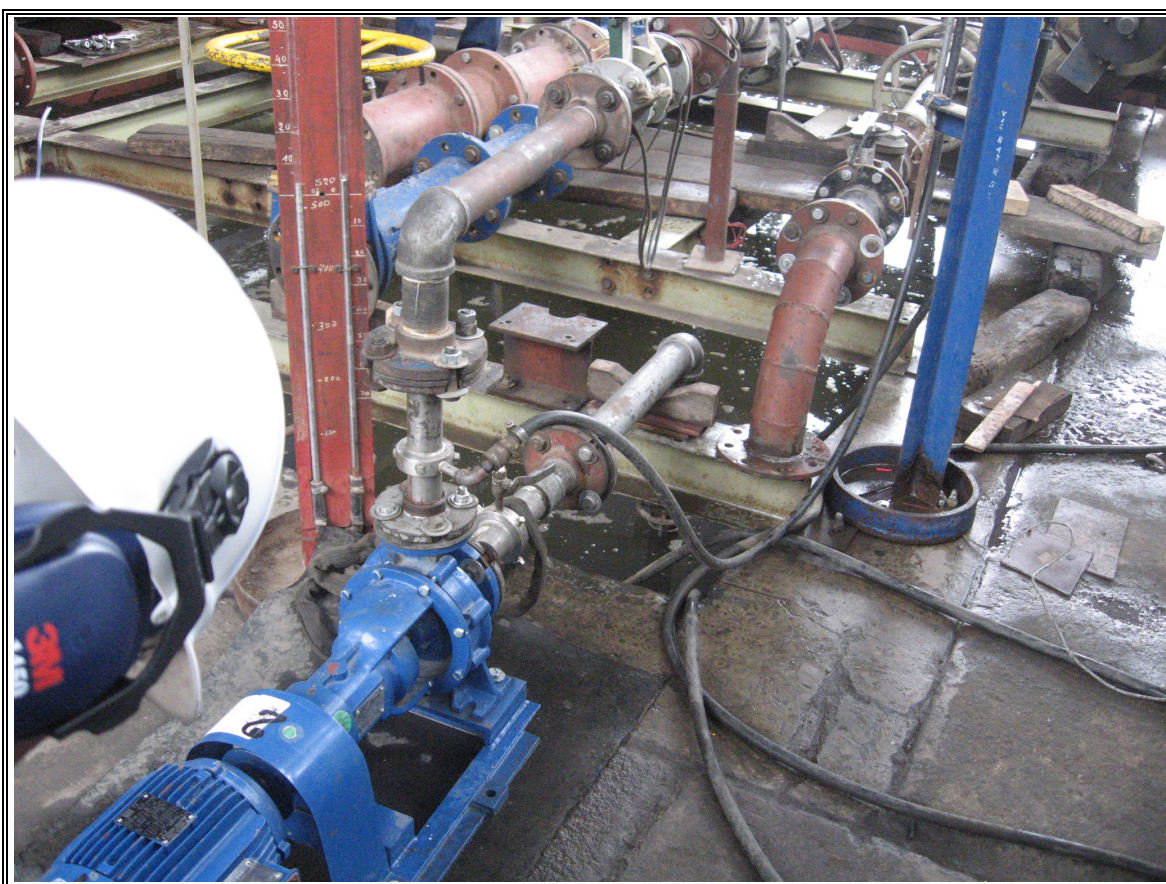


Figura 3.14: Laboratorio de pruebas de bombas

También cuenta con tableros eléctricos, para registrar el funcionamiento correcto del motor de la bomba garantizando su correcto funcionamiento.

3.2.2 Bomba DIN 32-160

Bomba centrífuga DIN 32-160 es una bomba fabricada según los estándares de la ISO (2858). esto garantiza intercambiabilidad de piezas, facilidad de reparación y mantenimiento. También tiene una sustitución perfecta con las bombas de otros fabricantes sin necesidad de cambios en la instalación. Un mínimo de componentes, y una construcción simple y robusta garantizan un servicio eficiente y libre de mantenimiento. La voluta de tipo estándar es fabricada de fierro fundido gris o nodular con recubrimiento cerámico. Diseñado con sistema “back pull out” que permite un rápido desmontaje para una eventual reparación o inspección. El impulsor es de tipo cerrado y fabricado en fierro fundido gris o nodular como modelo estándar. La prensaestopa se da en un modelo estándar y se fabrica de fibra acrílica trenzada. Los soportes son contruidos de fierro fundido gris con rodamientos lubricados por grasa, especialmente seleccionados para severas condiciones de operación. Eje de acero al carbono dimensionado con amplio factor de seguridad. Finalmente las contrabridas permiten la fácil instalación. Para mas detalles de la bomba se puede ver la siguiente tabla 3.1.

Sus principales curvas características se pueden apreciar en la figura 3.15, la cual se puede encontrar en el catálogo de bombas de la línea 1 de Hidrostatl. Otras características geométricas de la bomba DIN 32-160 se pueden observar en la figura 3.16 y en la tabla 3.2.

Tabla 3.1: Datos técnicos de la bomba DIN 32-160

MODELO	EJECUCION METALURGICA		SOPORTE					DIAMETRO DEL EJE				PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA (m)	ESPESOR DE CAJA (mm)	N° DE ALABES	T MAX (C°)
	STD	ALTER-NATIVA	TIPO		DESIGNACION		RPM MAX	IMPULSOR	PRENSA ESTOPA	SELLO	COPE				
			TRANS-DIRECTA	TRANS-FAJAS	PRENSA ESTOPA	SELLO MECANICO									
32-160	0*	1,5,6,7,9	C385-C	C385-D	S	C	3600	NF 3/4"	1 1/8"	1 1/8"	24	100	7	6	90

* Impulsor y anillo desgaste en bronce al silicio

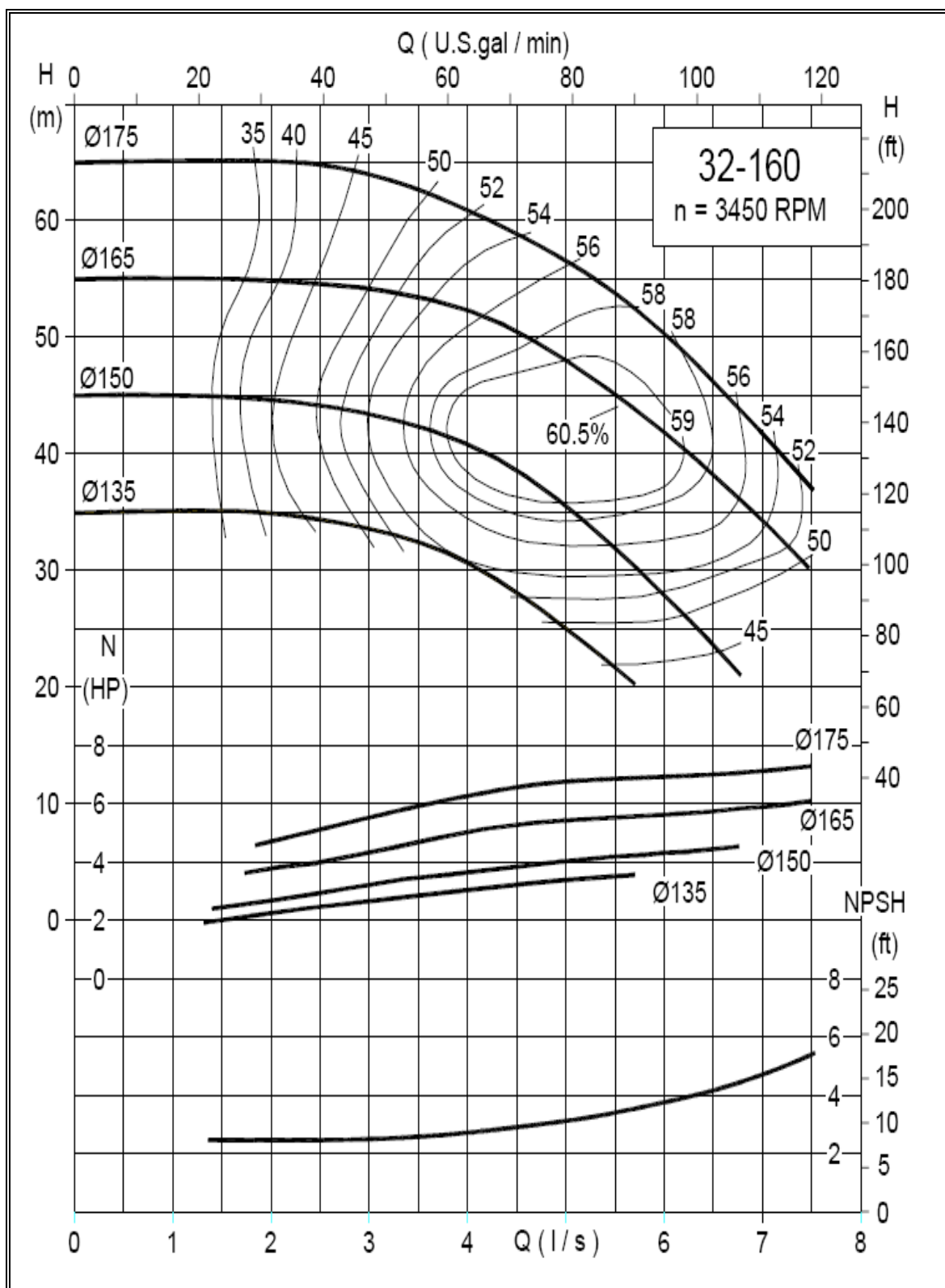


Figura 3.15: Curva característica de la bomba DIN 32-160

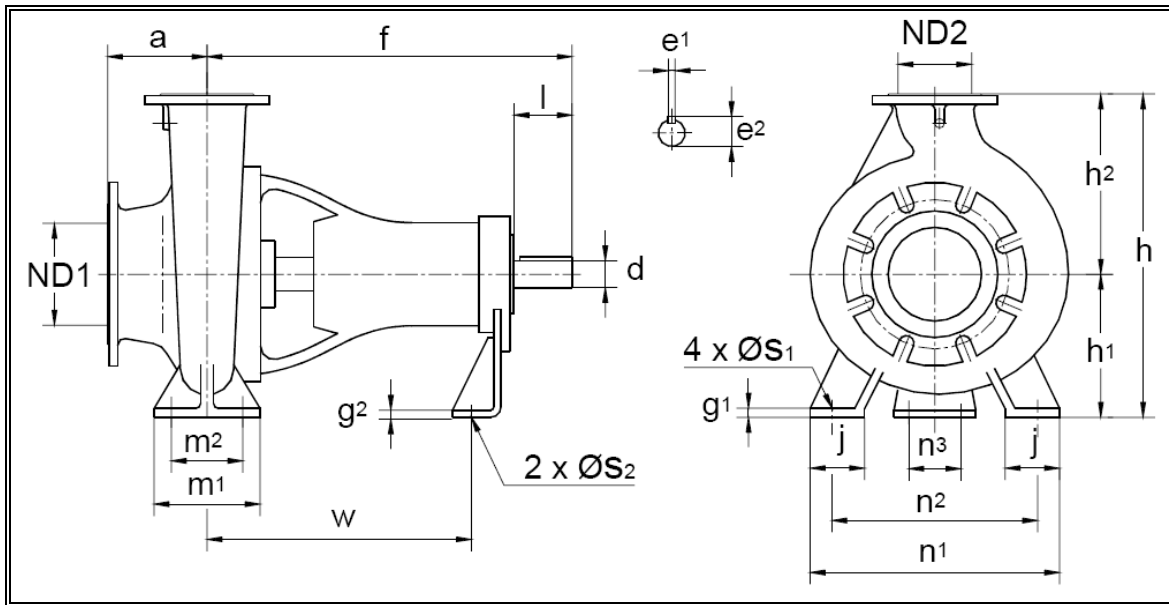


Figura 3.16: Dimensiones de la bomba DIN 32-160

Tabla 3.2: Dimensiones de la bomba DIN 32-160

MODELO	ND1	ND2	a	f	g1	g2	h	h1	h2	j	m1	m2	n1	n2	n3	Øs1	Øs2	w	EJE				PESO (Kg)
																			d	e1	e2	l	
32-160	50	32	80	385	10	3	292	132	160	50	100	70	240	190	110	15	14	285	24	8	27	50	31

3.2.3 Computadora personal

Para la realización de la simulación numérica de la bomba centrífuga DIN 32-160 se contó con una computadora personal de alta velocidad de procesamiento, necesaria para resolver la gran cantidad de ecuaciones discretizadas por el CFD, intentando recrear una situación cercana a la realidad.

La importancia de contar con una computadora personal potente, representa el primer problema que se tiene que afrontar cuando se realiza un trabajo de simulación numérica utilizando un CFD.

Por el momento el CFD se encuentra fuertemente relacionado por la velocidad de procesamiento de las computadoras, se espera que dentro de unos años la tecnología permita suprimir este problema.



Figura 3.17: Computadora personal

Las características principales de la computadora personal utilizada son:

- Procesador Intel Core 2 duo de 2.0 GHz.
- 3 GB de memoria RAM.
- Tarjeta de video Nvidia de 526 MB.
- Disco Duro de 250 GB.

3.2.4 Programas

Básicamente se utilizaron los siguientes programas:

a) Autodesk Inventor

El Autodesk Inventor es una solución de modelado de sólidos en 3D basado en la innovadora tecnología del diseño adaptativo, un nuevo concepto exclusivo de Inventor, que le proporciona un excelente rendimiento en grandes ensamblajes y la posibilidad de ser productivo tras un solo día de aprendizaje.

b) Gambit

Gambit es el programa de Fluent para generación de geometrías y mallas. La interfaz simple para la creación de geometría y mallado reúne la mayoría de las tecnologías de pre-procesamiento de Fluent en un ambiente. Herramientas avanzadas para bitácoras (journals) permiten editar y convenientemente repetir las sesiones de construcción para estudios paramétricos.

c) Fluent

Fluent es el paquete de simulación en dinámica de fluidos computacional (CFD) de propósito general de mayor uso en el mundo, con un respaldo de más de 25 años de desarrollo llevado a cabo por Fluent Inc. quienes están certificados bajo los estándares internacionales ISO 9001 y TickIT.

La estructura de Fluent le ha permitido incorporar una gran cantidad de modelos para diferentes procesos físicos y químicos que le dan una enorme versatilidad. De esta manera, no sólo podrá usted realizar simulaciones de flujos laminares o turbulentos, newtonianos o no newtonianos, compresibles o incompresibles, monofásicos o multifásicos, sino también procesos de transferencia de calor por radiación, conducción y por supuesto por convección, así como procesos de fundición y con reacciones químicas, como combustión de gases, líquidos y combustibles sólidos.

3.3 Introducción al modelamiento de la bomba centrífuga DIN 32-160

El estudio de la fluidodinámica de cualquier bomba centrífuga o en general de cualquier turbomáquina, se encuentra entre las aplicaciones más complejas de la mecánica de fluidos. El movimiento relativo de las coronas de álabes que puedan existir en una de estas máquinas (responsable del intercambio energético con el fluido) hace que el flujo alrededor de dichos álabes resulte no estacionario. Este efecto de dicha no estacionariedad, así como en las cargas dinámicas que aparecen sobre los álabes, es de gran interés para los modernos diseños de cualquier bomba centrífuga o turbomáquina, pero también muy difícil de predecir.

Aparte de la no estacionariedad, la complejidad de la geometría hace que el flujo sea siempre tridimensional y dominado por efectos vórticales (separación de capas límite, flujo secundario, estelas de los distintos álabes, etc).

Todos estos aspectos condicionan los distintos términos de las ecuaciones a considerar y el enfoque numérico para resolverlas, así como las correspondientes condiciones de contorno.

La disciplina conocida como Dinámica de Fluidos Computacional (técnicas CFD) nos da la posibilidad de realizar un análisis de la fluidodinámica en bombas centrífugas, que finalmente se orienta a los distintos procesos de diseño de este tipo de máquinas. Las técnicas numéricas engloban varios aspectos: selección de las ecuaciones del flujo, generación del mallado, establecimiento de las condiciones de contorno apropiadas, elección del modelo de turbulencia, resolución de las ecuaciones en el mallado elegido y post-procesado de resultados.

A pesar de la amplia variedad geométrica y funcional de las bombas centrífugas, las ecuaciones del flujo son siempre las mismas y sólo en algunos casos se requiere de ecuaciones adicionales como, por ejemplo, en los flujos bifásicos. La primera posibilidad de elección consiste en decidir entre las ecuaciones de Euler o de Navier-Stokes, según la caracterización que se desee hacer de los efectos viscosos del fluido.

Los programas de CFD comerciales son lo suficientemente abiertos (posibilidades para el usuario) y potentes como para que resulte rentable su utilización a escala industrial.

Para calcular un flujo particular, el usuario debe especificar la geometría y las condiciones particulares del problema, así como proveer al ordenador de ciertos parámetros de resolución para que el programa consiga encontrar una correcta solución del problema. Uno de los mayores inconvenientes de los programas comerciales es que el resultado obtenido depende sustancialmente del mallado generado y de los parámetros elegidos. Hace falta tener un conocimiento profundo tanto de los métodos numéricos como de mecánica de fluidos para que la solución se ajuste a la realidad.

En el presente trabajo de simulación se utilizó el software CFD comercial Fluent para el modelamiento numérico de la bomba centrífuga.

3.4 Pre-proceso del modelamiento numérico de la bomba centrífuga

Esta primera etapa la podemos dividir en dos partes, una de ellas sería la identificación del volumen de control o dominio y la segunda la discretización del volumen de control.

3.4.1 Identificación del volumen de control

Cuando se requiere hacer un estudio de simulación numérica, el primer paso y uno de los más importantes es identificar el volumen de control apropiado para registrar correctamente el fenómeno fluidodinámico a estudiar. Identificar el volumen de control de una bomba centrífuga es un tanto complejo debido a la geometría interna de la bomba, resaltando la configuración del impulsor. Se toma como volumen de control al espacio interno de la bomba por el cual va a fluir el líquido a bombear limitado por el material de la máquina rotodinámica (parte sólida). La determinación de la geometría de este volumen de control depende directamente del especialista.

El procedimiento seguido para obtener el volumen de control de la bomba centrífuga estudiada en el presente trabajo fue el siguiente:

- a) Como primer paso se realizó por separado el levantamiento en 3D (3 dimensiones) de las piezas que constituyen la bomba centrífuga. Para este paso se utilizó el programa Inventor de Autodesk (figura 3.18). Para la longitud de la tubería de succión y de descarga se tomó un valor de 5 veces el diámetro para cada una. Esto nos asegura tomar un valor representativo evitando la turbulencia en la entrada y en la salida. Además la toma de presión tanto en la succión como en la descarga para una prueba real de una bomba centrífuga según norma 2858, se realiza a una distancia igual a dos veces el diámetro de la tubería correspondiente.

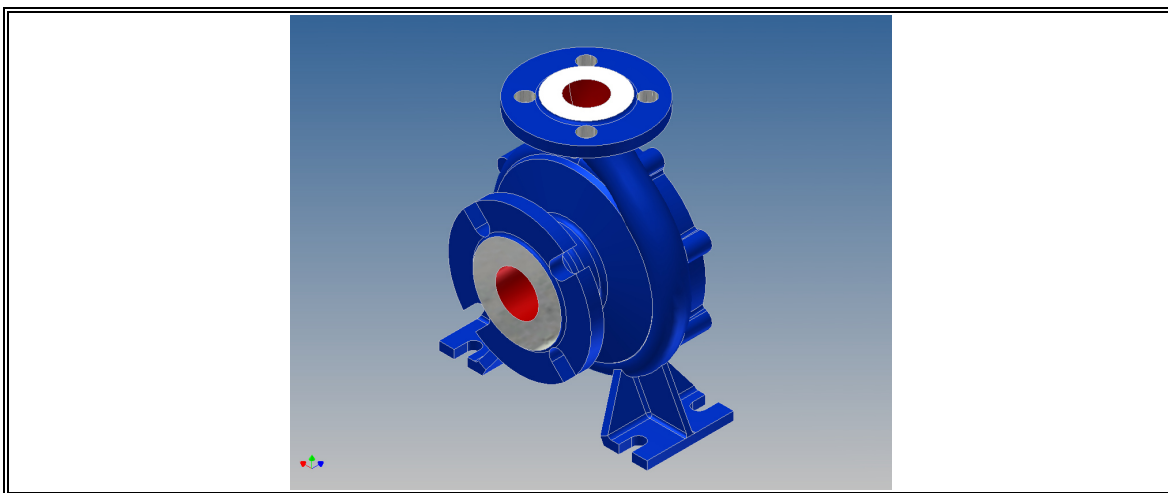


Figura 3.18: Piezas de bomba 32-160 en 3D

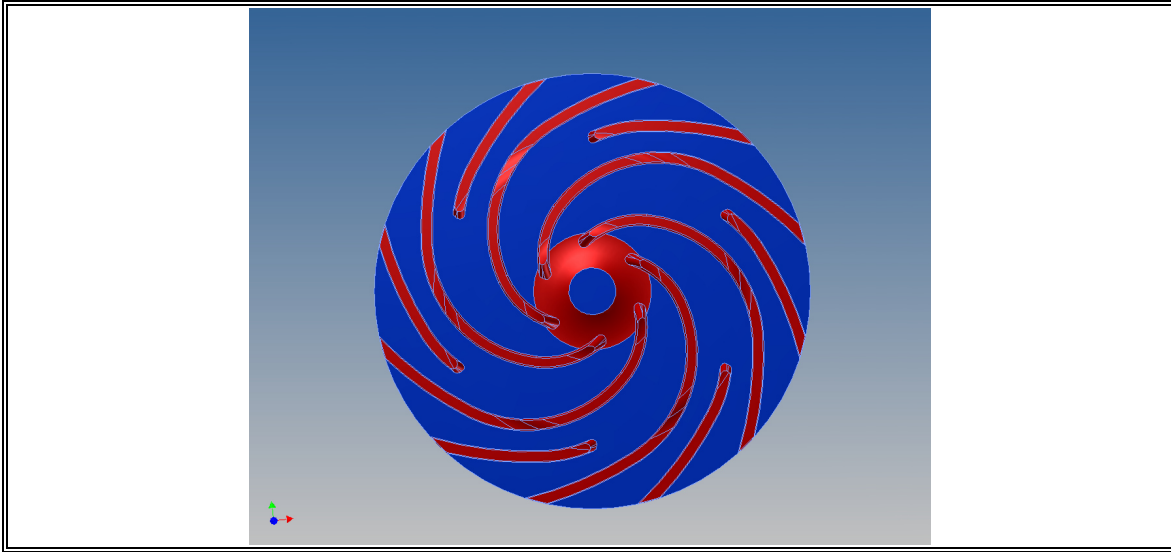


Figura 3.19: Impulsor de la bomba DIN 32-160 en 3D

- b) Luego se realizó la sustracción del material sólido de las partes de la bomba centrífuga (figura 3.20), para dejar solo el volumen interno por donde fluye el líquido a bombear y que serán tomados como partes del volumen de control a estudiar en el presente trabajo.

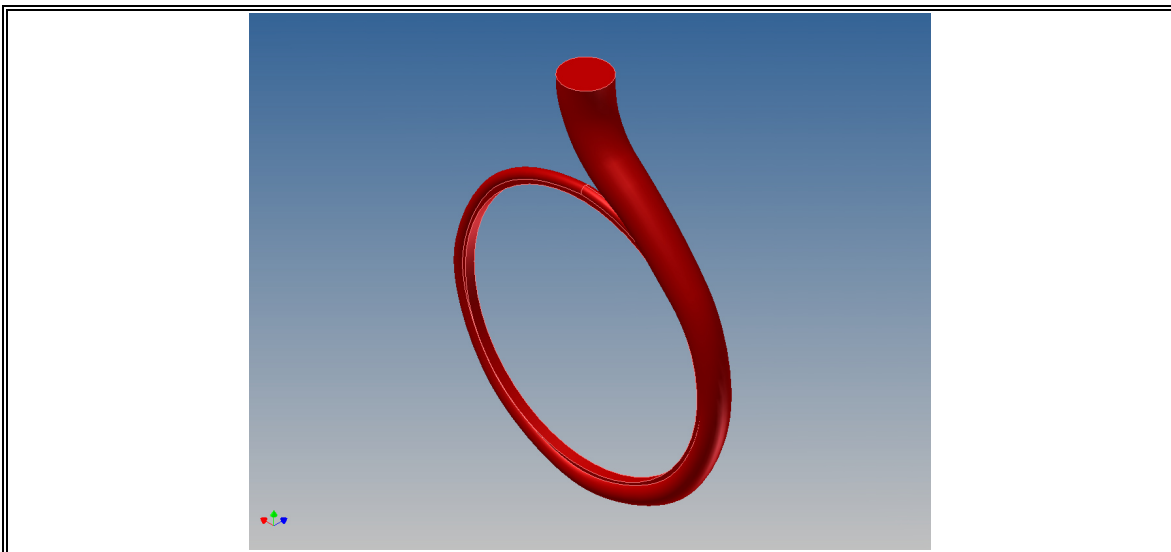


Figura 3.20: Dominio de la voluta de bomba DIN 32-160 en 3D

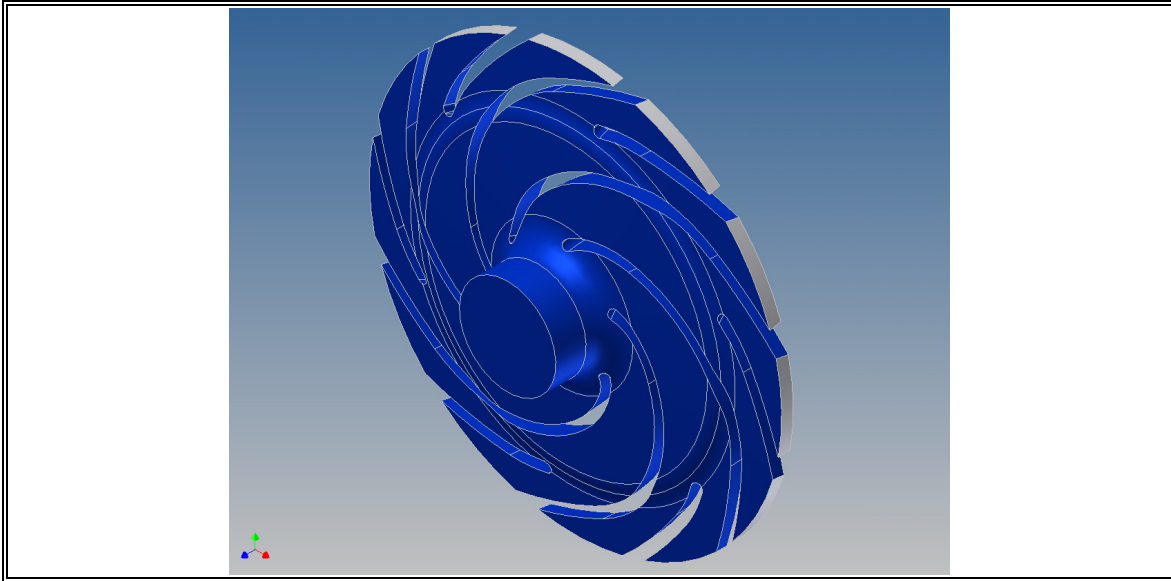


Figura 3.21: Dominio del impulsor de la bomba DIN 32-160 en 3D

- c) Después se procedió a realizar el ensamble de las distintas piezas que constituyen el volumen de control interno de la bomba centrífuga (figura 3.22).

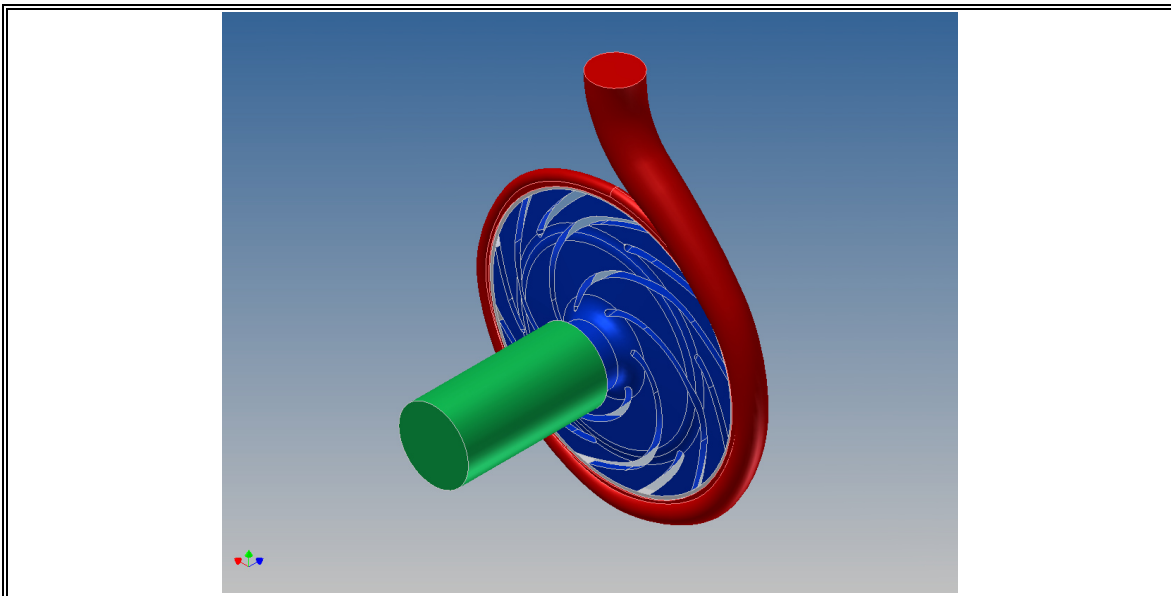


Figura 3.22: Ensamble del volumen de control de la bomba 32-160 en 3D

- d) Finalmente se realizó la exportación del ensamble del volumen de control en un formato estándar el cual permita la correcta interfase con el programa encargado

de la discretización del volumen de control o dominio. Los formatos de exportación mas utilizados para este tipo de trabajos son el SAT y el IGES. El CFD comercial Fluent utiliza como herramienta de discretización el programa llamado Gambit. También se pueden utilizar otros programas malladores como por ejemplo el Hypermesh, Gridgen, etc.

3.4.2 Discretización del volumen de control

La generación del mallado es una parte fundamental en el contexto de las técnicas numéricas. Se trata de discretizar el dominio de cálculo de una forma ordenada, que permita la resolución optimizada de las ecuaciones, es decir, con un coste de cálculo lo menor posible y una definición de las variables lo más precisa posible en dicho dominio (volumen de control). El problema normalmente es que la validez de un determinado mallado no se puede establecer a priori, sino que hay que esperar a obtener los resultados finales, lo cual exige un proceso iterativo muy laborioso, que se optimiza únicamente con las sucesivas experiencias.

El software Gambit es un programa creado en plataforma Linux y que permite realizar la discretización del dominio. Se entiende por discretización o mallado, a la acción por la cual un dominio o volumen de control se divide en pequeños elementos, tetraédricos o hexaédricos (Para el caso de 3D). Cuando se realiza el mallado de un dominio en 2D los elementos son triangulares o cuadriláteros.

La importancia del mallado en la obtención de los resultados ha llevado a realizar una gran investigación en este campo. En los actuales programas de CFD los resultados se encuentran directamente relacionados con la calidad y densidad del mallado. En algunos casos con el grado de finura de la malla computacional, mientras mas fina sea la malla, más cercana a la solución real serán los resultados. Además de la relación directa entre la densidad de la malla con la precisión de los resultados, existe también una relación directa con el tiempo de cálculo. A medida que se hace más densa aumenta el tiempo de cálculo para la PC y el requerimiento de potencia de la misma. Esto representa una de los principales límites para la obtención de resultados más precisos, pues el requerimiento de PC de mayor velocidad de cálculo, significa utilizar súper computadoras las cuales no son de libre acceso o cuyos costos en algunos casos están fuera de los límites de adquisición. Mucho depende del especialista determinar el grado de densidad de mallado para el estudio que esta aplicando. Lo ideal para todo especialista es llegar al punto donde la densidad de la

mallado no afecte sustancialmente los resultados del CFD, esto se conoce como independencia de mallado.

En el área del CFD existen tres tipos resaltantes de mallas computacionales y que son utilizadas en CFD. Estas son:

- a) Las mallas estructuradas, están formadas por elementos cuadriláteros en 2D o hexaédricos en 3D (figura 3.23). Este es el tipo de mallado comúnmente utilizado para las aplicaciones de CFD. Su veloz y sólida convergencia son algunas de sus principales características.

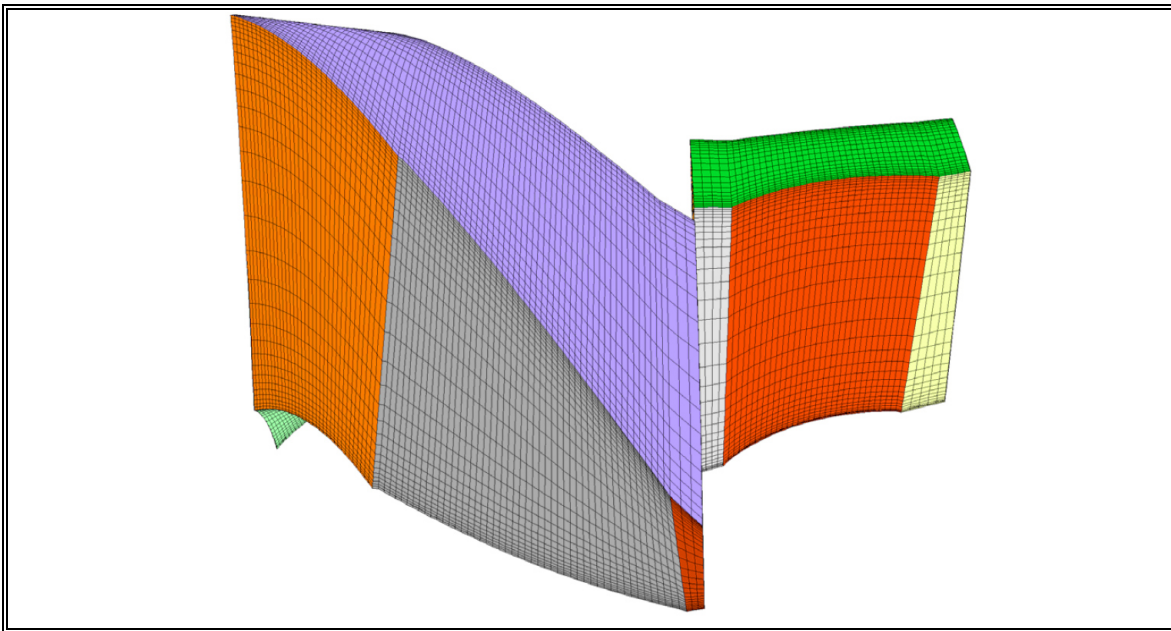


Figura 3.23: Mallado estructurado

Una de las principales aplicaciones del mallado estructurado es para el estudio de la capa límite, pues permite refinar celdas homogéneamente cercanas a la pared limitante (figura 3.23). Uno de los principales problemas de este tipo de mallado es su dificultad de adaptarse a geometrías complejas debido a los requisitos que se debe de cumplir para la generación de este tipo de mallado.

- b) Las mallas no estructuradas, están formadas por elementos triangulares en 2D o tetraédricos en 3D (figura 3.24). Una de las principales características y el cual hace en algunos casos preferir usar este tipo de mallado, es la facilidad de

adaptarse a geometrías complejas. Además permite refinar el mallado en zonas puntuales. Tiene una veloz y sólida convergencia.

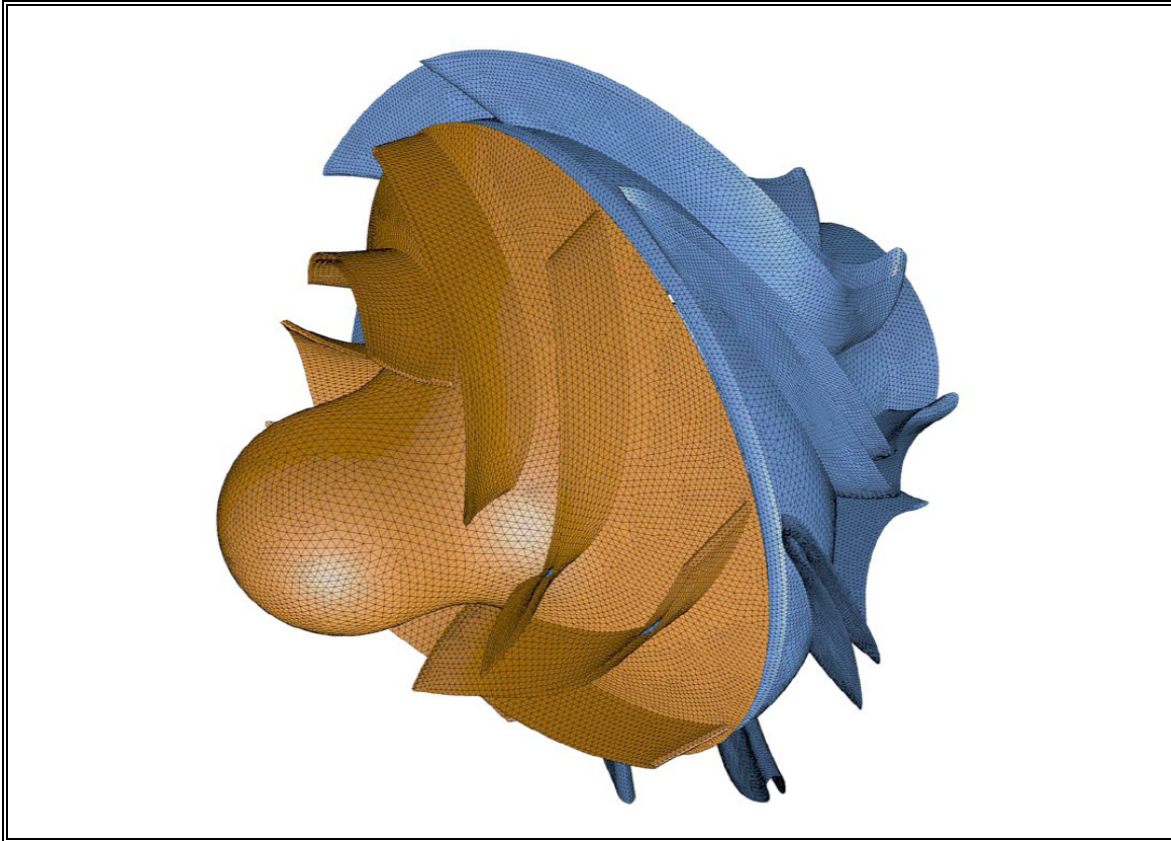


Figura 3.24: Mallado no estructurado

- c) Las mallas híbridas, están formadas por un arreglo de mallas estructuras y no estructuradas (figura 3.25). Su aplicación es para casos especiales y su diseño es más complejo que para los anteriores tipos de mallas mencionados. El diseño del mallado híbrido en algunos casos es aplicado para ahorrar tiempo de calculo, pues permite seleccionar el tipo de mallado que se usará en las zonas de importancia del dominio.

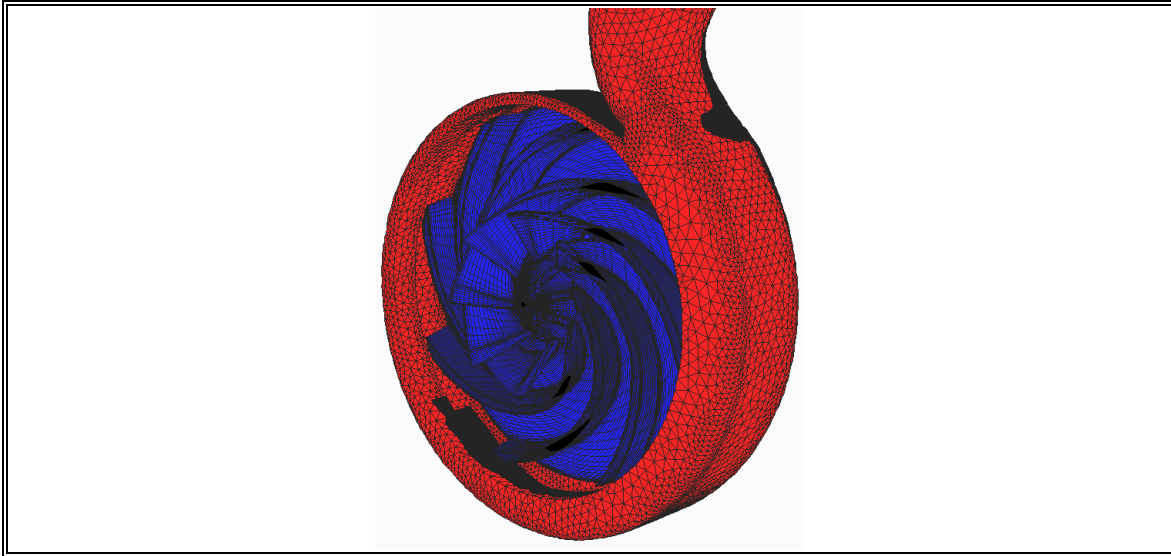


Figura 4.25: Mallado híbrido

Además en la actualidad se esta implementado un tipo de mallado basado en elementos poliédricos, solo para aplicaciones en 3D. Es mas conocido como el tipo panel de abeja (figura 4.26). La principal característica de este tipo de mallado es la velocidad de convergencia, que es aún mayor que los tipos de mallado mencionados anteriormente. Presenta algunas diferencias en el grado de precisión de los resultados en comparación con los otros tipos de mallado, pero este problema puede ser resuelto mejorando su diseño.

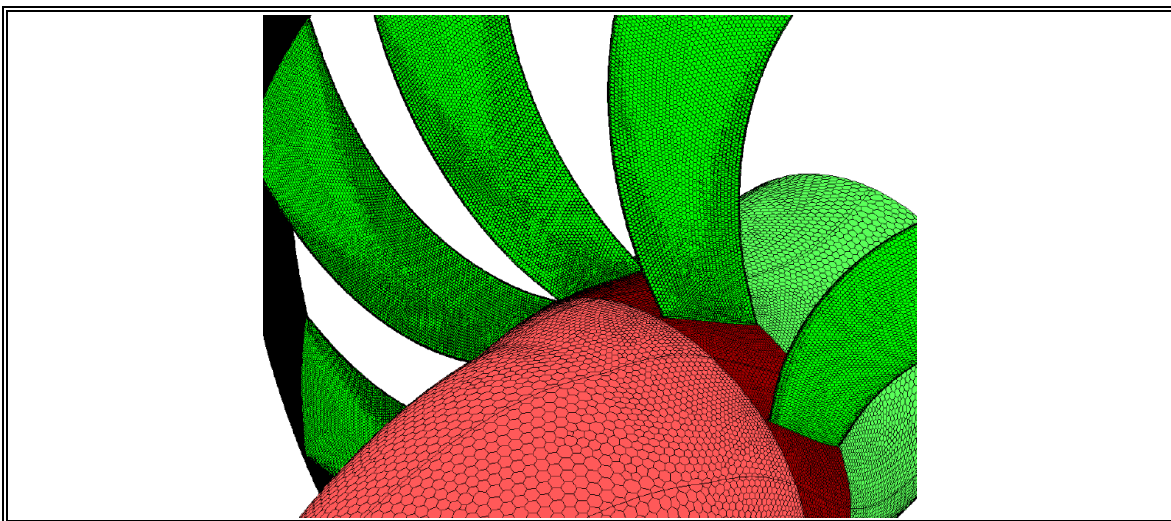


Figura 4.26: Mallado tipo panal de abeja

Y volviendo al tema del presente capítulo, una vez importada la geometría del volumen de control o dominio en el entorno del programa Gambit (figura 4.27), se verifica que no existan problemas de contacto entre las piezas del ensamble y se procede a seleccionar el tipo de mallado que se va aplicar para el presente estudio. Por la complejidad de la geometría a estudiar se opta por el tipo de mallado no estructurado.

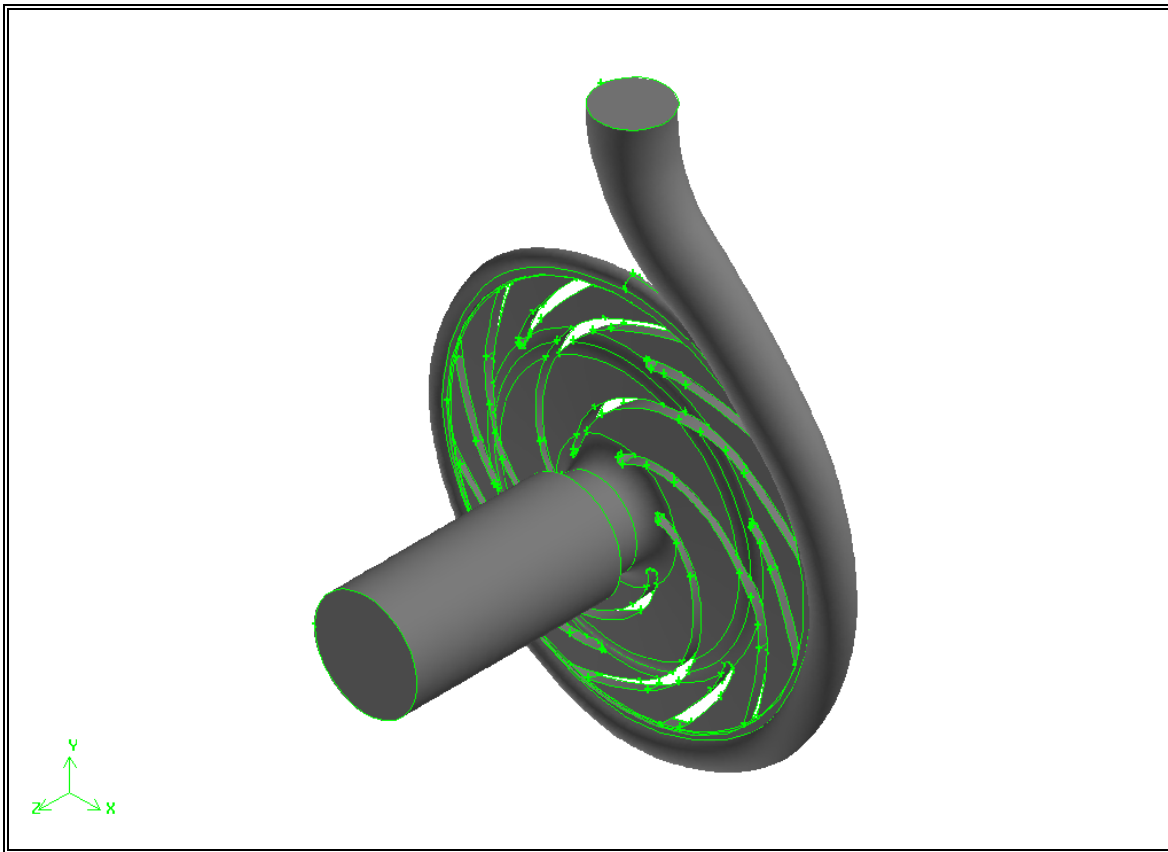


Figura 4.27: Bomba DIN 32-160 en el entorno Gambit

Para el presente trabajo se realizó una gran cantidad pruebas, con la finalidad de encontrar el mallado más óptimo, muy cercano al punto de independencia de malla, pero por otro lado esto se vio limitado por la PC utilizada (figura 4.28). Finalmente se eligió un mallado de 510902 elementos tetraédricos y 114440 nodos (tabla 3.3).

Tabla 3.3: Datos del mallado

	TUBERIA	IMPULSOR	VOLUTA	TOTAL
NODOS	15318	62019	37103	114440
ELEMENTOS	73543	270226	167133	510902

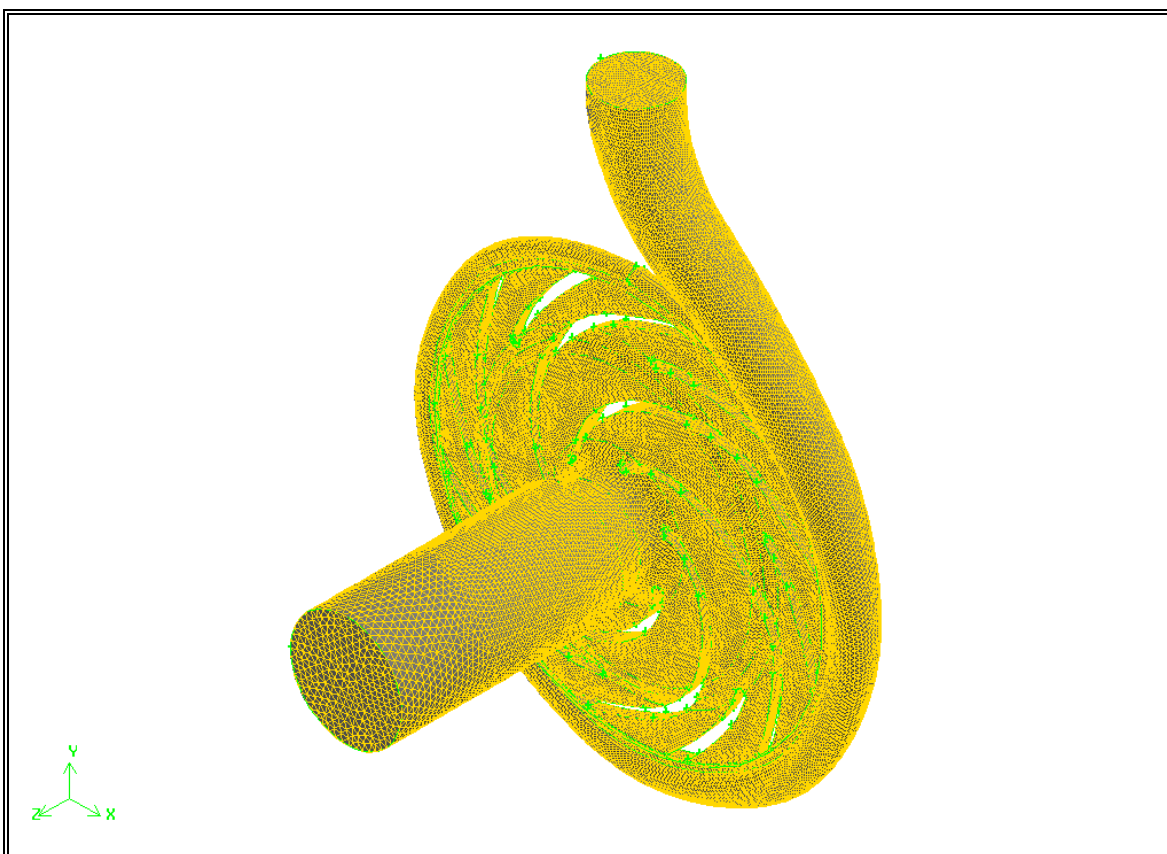


Figura 4.28: Mallado de la Bomba DIN 32-160

Una vez mallada la bomba, se procedió a identificar las condiciones de frontera y continuidad (figura 4.29 y figura 4.30). La existencia de zonas con movimiento relativo, caso el impulsor con la voluta, impone la necesidad de considerar condiciones de frontera especiales. Como se puede ver en la figura 4.29 se identifica a la entrada en la tubería (color turquesa) con la condición de frontera de velocidad y a la salida de la voluta (color rojo) con la condición de frontera de presión

de salida. La condición de continuidad (figura 4.30) estaría representado para los tres dominios por fluido (color verde).

Finalmente la malla del dominio es exportada con una extensión *.msh, al CFD Fluent.

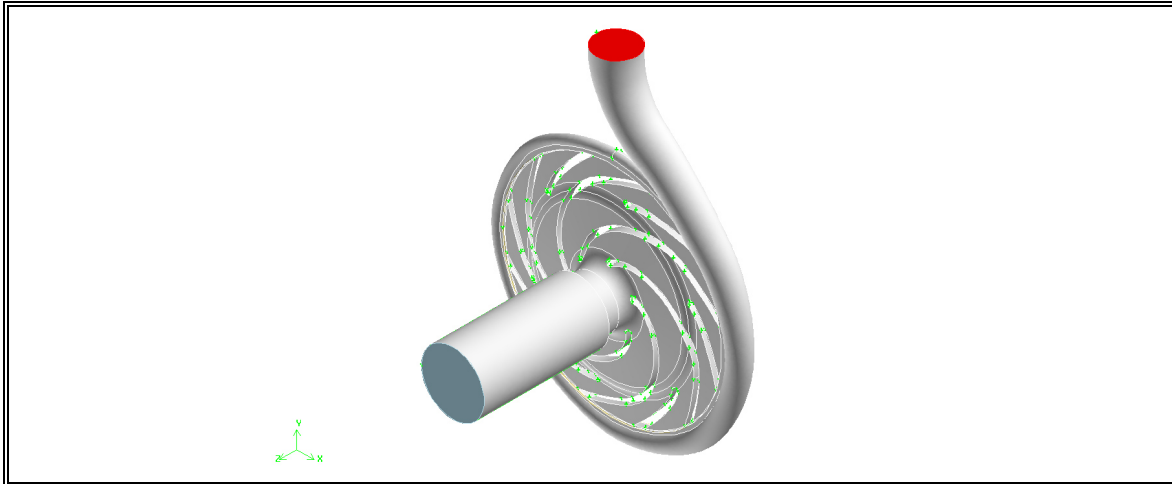


Figura 4.29: Condiciones de frontera de la bomba DIN 32-160

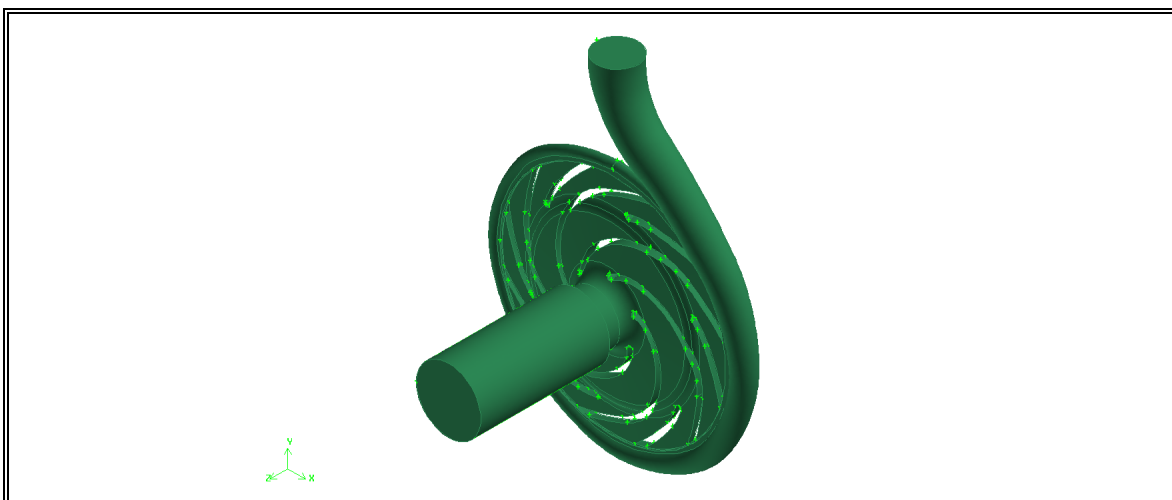


Figura 4.30: Condiciones de continuidad de la bomba DIN 32-160

3.5 Proceso

Una vez reconocida la malla, exportada desde el software Gambit, dentro del Fluent, se tiene que establecer las condiciones de funcionamiento de la bomba centrífuga.

Las técnicas de solución de las ecuaciones diferenciales no lineales pasan por definir el algoritmo de cálculo o procedimiento de obtención de un sistema equivalente de ecuaciones algebraicas y el consiguiente método de resolución de dicho sistema. El paso de las ecuaciones diferenciales a las algebraicas constituye lo que se denomina discretización numérica de las ecuaciones de gobierno.

En este punto resulta fundamental que la generación del mallado se haya optimizado, en el sentido de obtener un sistema de ecuaciones lineales de dimensiones lo más reducidas posibles y con una estructura tal que la solución matemática de dicho sistema sea lo más estable posible, sin perder definición geométrica.

Las condiciones de contorno fijan los valores de la solución en las zonas límite del dominio y resultan parte primordial en cualquier modelo numérico, hasta el punto de que un algoritmo bien planteado puede dar lugar a resultados físicamente imposibles si las condiciones de contorno no son las adecuadas. En la simulación completa de una bomba centrífuga, las condiciones que normalmente se ajustan mejor a la realidad son las de presión total en la entrada y presión estática en la salida. Es frecuente también utilizar como condición de entrada una velocidad o caudal fijos, como fue para el presente trabajo.

Como primer paso se reconoce las dimensiones del mallado exportado y se verifican las unidades de las variables que se van a utilizar.

Se introducen las condiciones iniciales. En el caso de un problema estacionario, la solución final es independiente de los valores iniciales. A pesar de eso, una mala elección puede retrasar el cálculo e incluso evitar que converja.

Especificación de las propiedades del fluido, tales como la viscosidad y la densidad. Estas magnitudes pueden variar con la temperatura, la presión, etc. En ese caso se debe introducir el modelo matemático de variación, con los parámetros correspondientes.

Los modelos de turbulencia establecen el nivel de aproximación de la solución adoptada en cuanto a la definición de los términos de fluctuación de las variables, que aparecen en las distintas ecuaciones del flujo. Una breve descripción de

los distintos modelos desarrollados en la práctica se explicó en el capítulo anterior. Para el presente trabajo se utilizó el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$, preferido por su sólida convergencia y bajo tiempo de cálculo.

También se puede actuar sobre el proceso iterativo variando los factores de relajación, y fijando los criterios de finalización de las iteraciones.

Finalmente se realiza las iteraciones de las ecuaciones utilizadas para resolver el presente dominio y se verifica la correcta convergencia de ellas (figura 4.31).

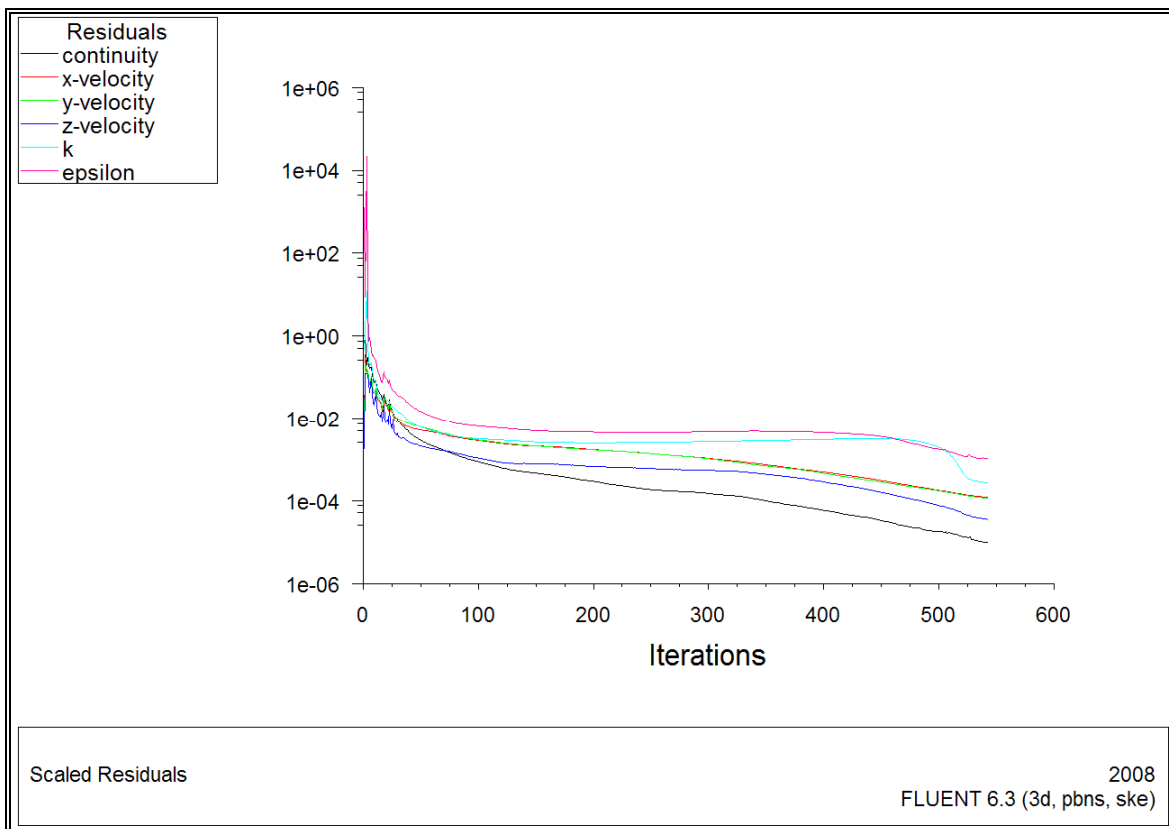


Figura 4.31: Convergencia

3.6 Post – proceso

Finalmente, el post-proceso de los resultados numéricos obtenidos mediante la resolución de las ecuaciones dentro del programa CFD Fluent es también un paso importante y laborioso. Se trata de expresar los resultados de forma representativa y de manera que la solución obtenida sea fácilmente interpretable, en lo

que se refiere a la evolución de las distintas variables fluidodinámicas que intervienen. Se recurre a la exposición de resultados usando gráfica en color e, incluso, a la animación de imágenes, que explican de una forma visual y amena los distintos fenómenos.

En la figura 4.32 se muestra los contornos de presión estática, para un caudal en el punto de mayor eficiencia (BEP), se puede apreciar como la presión estática va de menos a mas permitiendo tomar un delta de presión entre los puntos donde se colocarían los manómetros en el caso experimental.

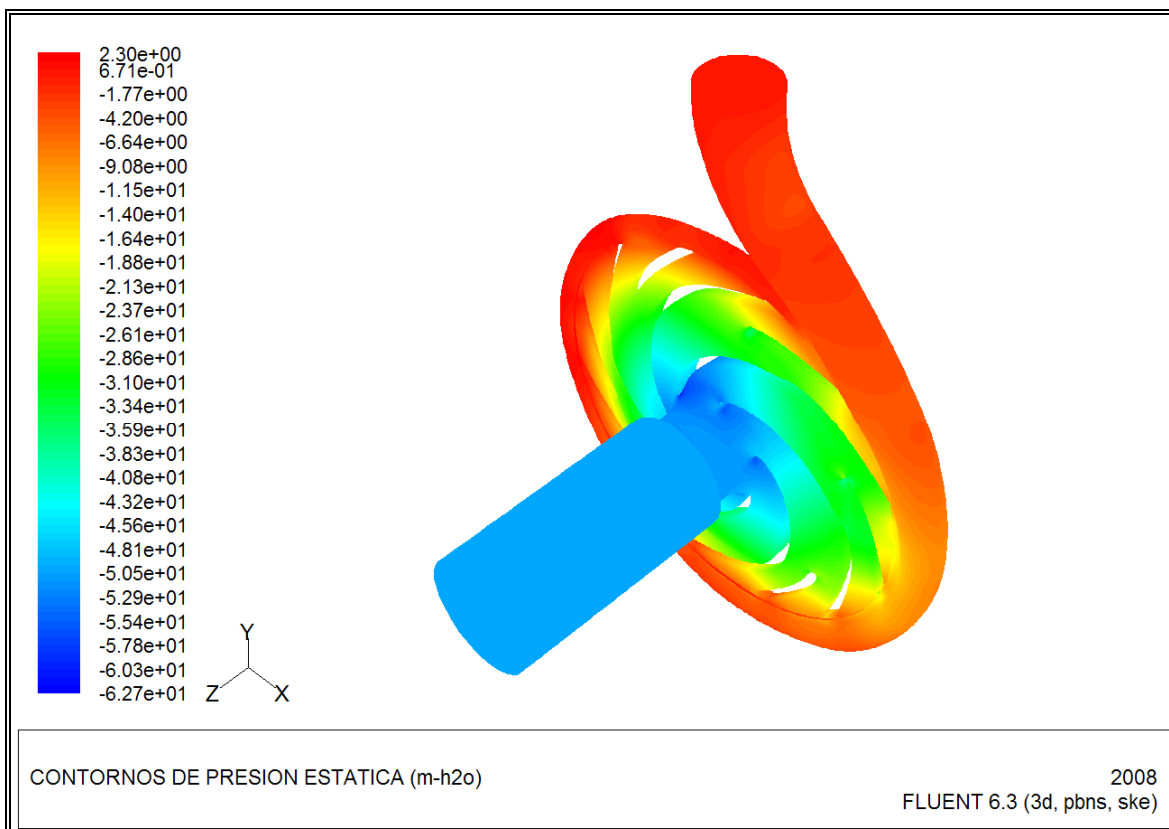


Figura 4.32: Contornos de presión estática para el caudal de diseño

Se puede observar un comportamiento cuasi-simétrico de la presión estática para el punto BEP (figura 4.33)

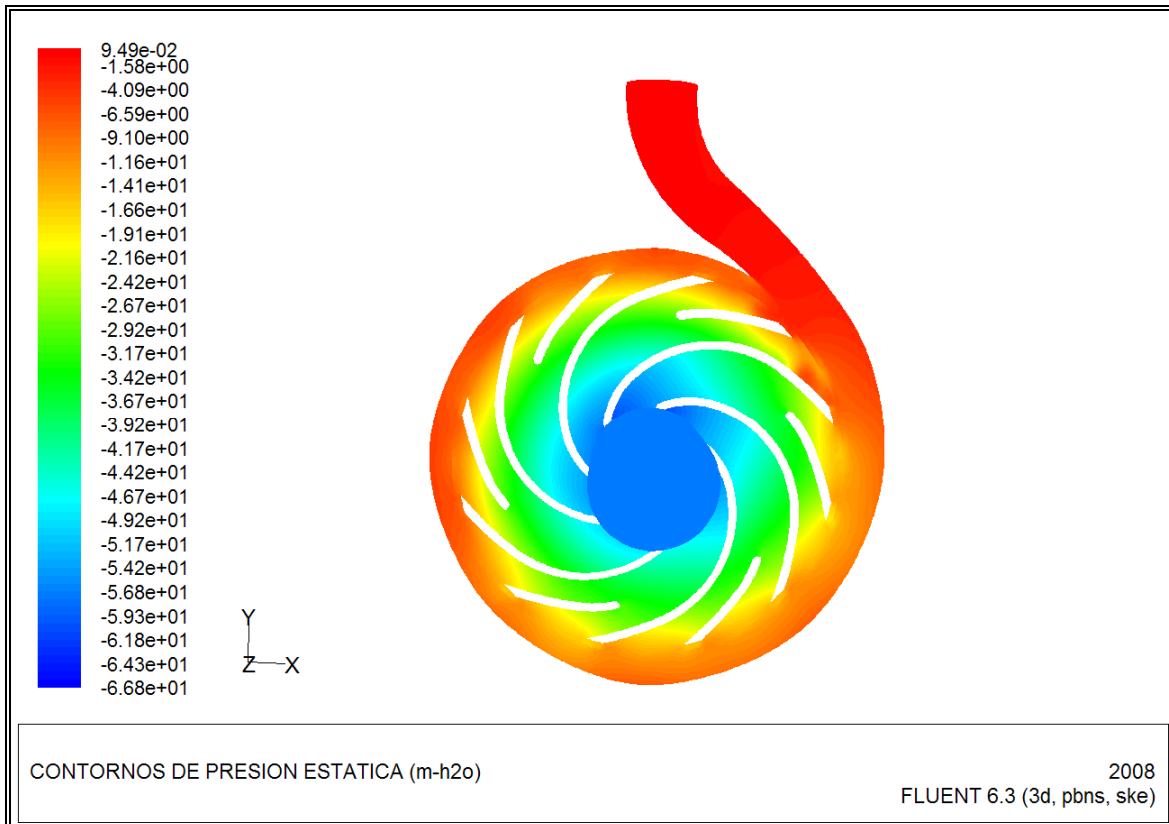


Figura 4.33: Contornos de presión estática para un caudal igual 3 l/s

Para otros puntos de caudal menores al BEP, como por ejemplo $Q = 3$ l/s, la diferencia de presión no es muy pronunciado (figura 4.33), pero para el caso de caudales mayores al BEP ($Q = 7$ l/s), estas diferencias de presión se hacen más notorias (figura 4.5).

La mayor falta de uniformidad circunferencial de la presión en esta sección de entrada aparece para caudales elevados. A caudal nominal e inferiores, se obtienen campos de presión bastante uniformes.

Con el fin de estudiar el efecto sobre los vectores velocidad de la no uniformidad circunferencial de la presión, se muestran en las figuras 4.35 y 4.36 dichos vectores en la misma zona de aspiración.

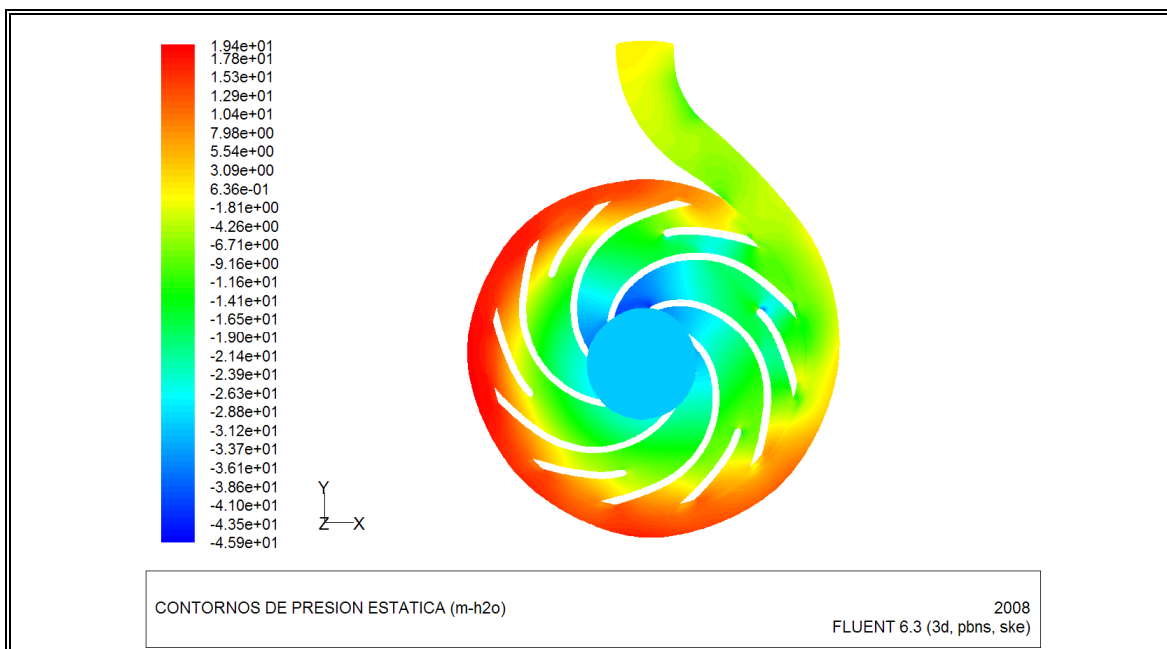


Figura 4.34: Contornos de presión estática para un caudal igual a 7 l/s

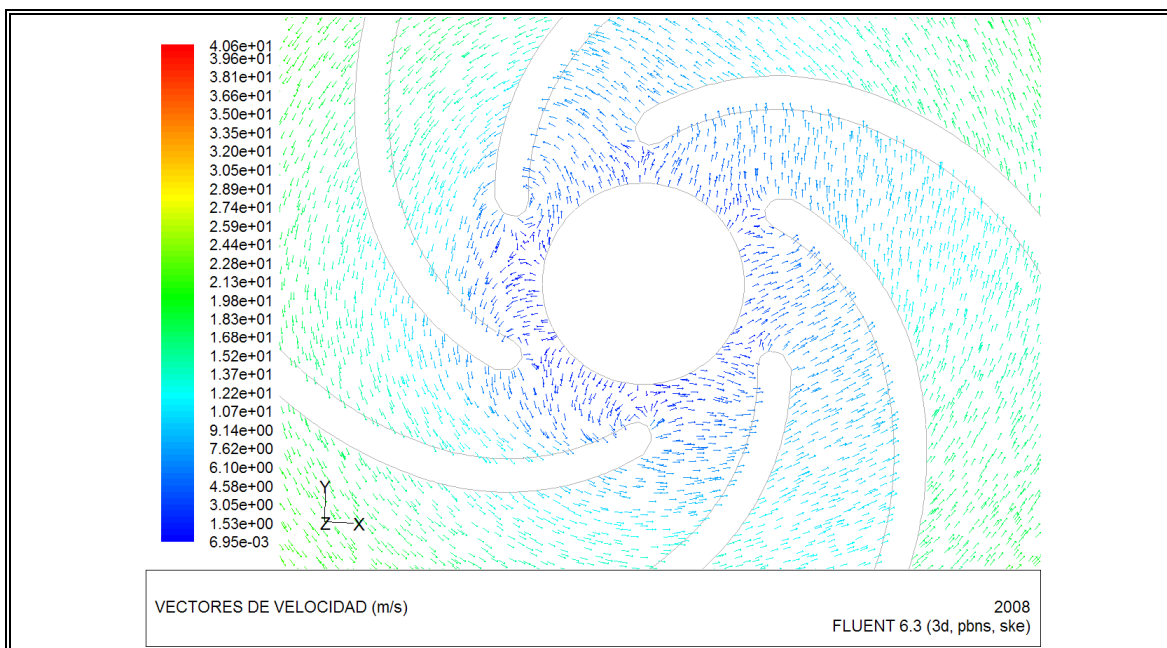


Figura 4.35: Contornos de velocidad para un caudal igual a 3 l/s

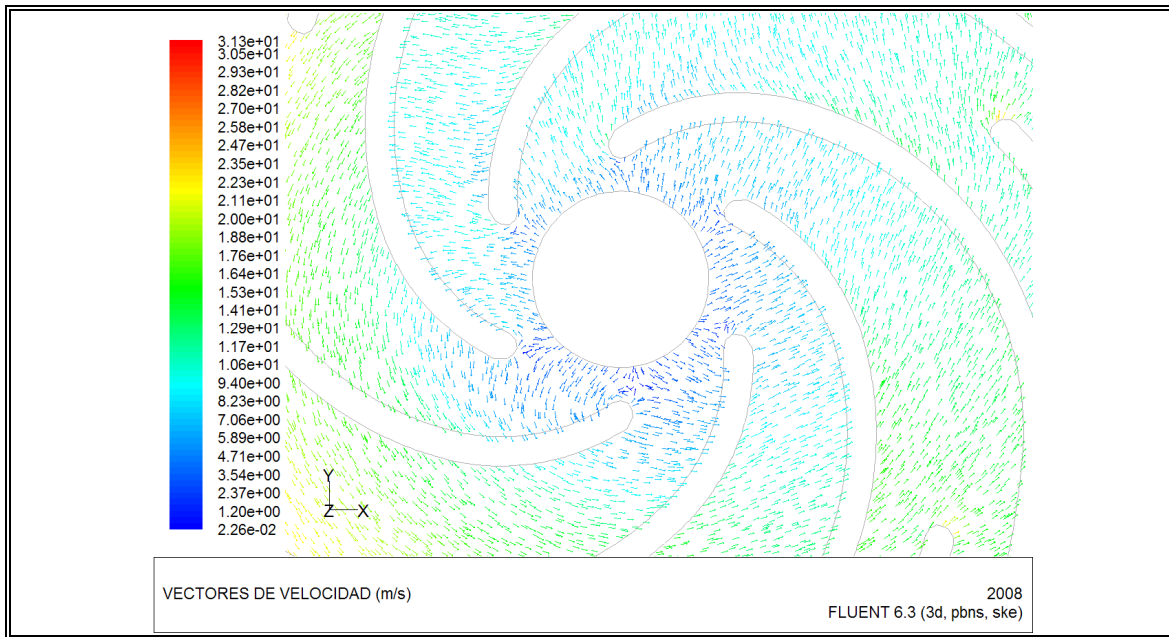


Figura 4.36: Contornos de velocidad para un caudal igual a 7 l/s

A continuación se muestra la distribución de presión dentro del impulsor para el caudal en el punto BEP. Además también se muestra los contornos y vectores de velocidad en el impulsor.

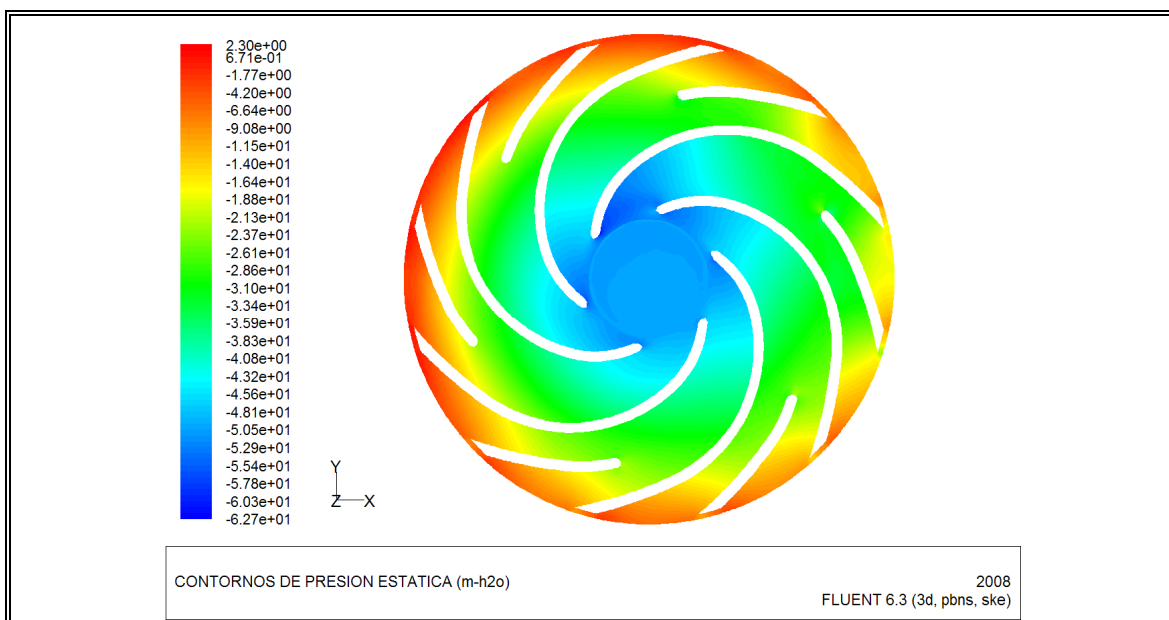


Figura 4.37: Contornos de presión estática en el impulsor

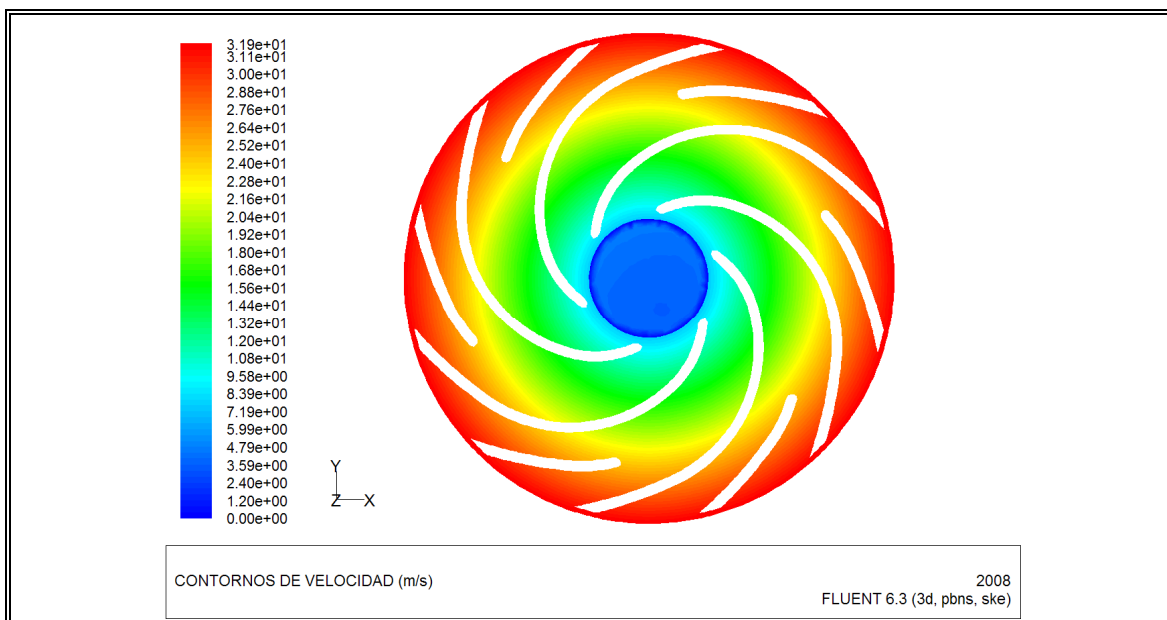


Figura 4.38: Contornos de velocidad

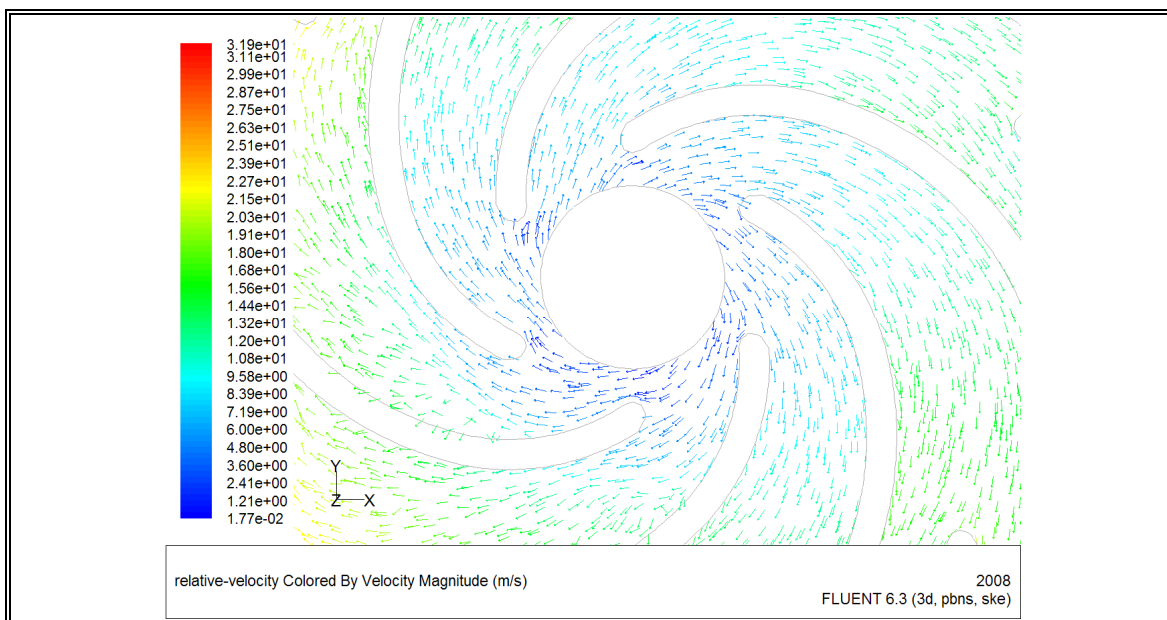


Figura 4.39: Vectores de velocidad en el impulsor

IV. ANALISIS DE RESULTADOS

En el siguiente capítulo final se va a comparar los resultados teóricos, experimentales y los obtenidos mediante la simulación numérica. Se aclara que el cálculo de la velocidad absoluta a la salida del impulsor c_2 y el ángulo α_2 sirvió solo para verificar que los resultados entregados por el CFD estaban siendo coherentes y por lo tanto los datos introducidos al CFD estaban correctos. Además estos dos parámetros sirven para hallar el valor de u_{c2} que se utiliza para calcular la altura teórica de la bomba por la ecuación de cantidad de movimiento.

Además para el presente trabajo monográfico no se contó con una guía o un tutorial que enseñara como introducir correctamente las variables al CFD para simular una bomba centrífuga, por lo tanto se tuvo que hacer varias pruebas variando algunos parámetros hasta encontrar resultados que se encuentren dentro de los esperados, y es allí donde radica la importancia del cálculo de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2 , que fue solo con fines de comparación para ayudar a calibrar el modelo utilizado por el CFD.

4.1 Velocidad absoluta a la salida del impulsor c_2 y ángulo α_2

A continuación se realizará una comparación entre los resultados teóricos y los obtenidos por el CFD. Se contrastará la velocidad absoluta a la salida del impulsor (c_2) y al ángulo α_2 , formado por la velocidad tangencial y la absoluta.

4.1.1 Cálculo Teórico de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2

Mediante las ecuaciones mostradas en el capítulo II, definición del triángulo de velocidades, se puede calcular el vector de velocidad absoluta a la salida del impulsor (c_2) y el ángulo α_2 , formado por la intersección de dos vectores: velocidad tangencial u_2 y velocidad absoluta c_2 (figura 4.1).

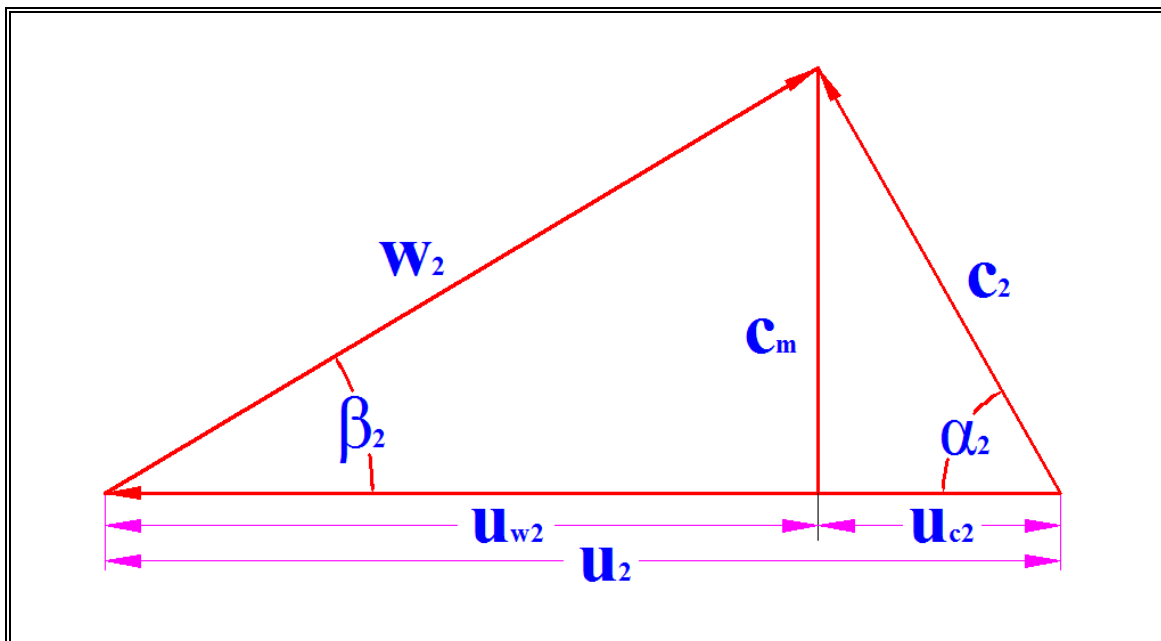


Figura 4.1: Triángulo de velocidades

Para el siguiente cálculo se contó con los siguientes datos:

- La velocidad de giro del impulsor (N) es de 3500 rpm.
- El diámetro del impulsor igual a 171 mm, por lo tanto, el valor de r_2 es 85.5 mm.
- El ángulo geométrico de los álabes a la salida del impulsor (β_2) igual a 25° .

Además se calculó el área total efectiva entre álabes a la salida del impulsor (A_{Salida}), obteniéndose un valor de 2009.304 mm^2 .

A continuación se calculó el valor del vector de velocidad tangencial (u_2), reemplazando los datos necesarios en la fórmula 4.1, dando como resultado una velocidad u_2 igual a 31.34 m/s.

$$u_2 = \frac{2\pi N}{60} r_2 \quad (4.1)$$

Como se puede apreciar en la fórmula 4.1 la velocidad tangencial es independiente del caudal que pasa por la bomba, solo está en función de la velocidad de giro (N) y del radio del impulsor (r_2), pero para los siguientes cálculos se hace imprescindible contar con un valor de caudal, por lo tanto para la presente

demostración se tomo como referencia para el caudal su valor para el punto de mayor eficiencia, (BEP) el cual es igual a 5 l/s.

Con el área (A_{Salida}) y el caudal (Q) definido, se calculó el vector de la velocidad a la salida del impulsor, normal al área efectiva entre álabes, conocida como la velocidad meridional (c_m). De la figura 4.1 se puede obtener la siguiente relación trigonométrica:

$$\tan \beta_2 = \frac{c_m}{u_{2w}} \quad (4.2)$$

Se sabe que la medición de la velocidad del flujo y la determinación de su dirección a la salida del impulsor muestran que el ángulo β_3 del flujo se diferencia del ángulo geométrico β_2 (álabes) que caracteriza la posición de la sección final de los álabes. La diferencia entre los ángulos $\beta_2 - \beta_3$ se llama ángulo de deflexión del flujo σ . El ángulo σ para las máquinas rotodinámicas corrientes casi no depende del régimen de funcionamiento y constituye un valor entre 3° a 5°. Evidentemente, el ángulo geométrico β_2 es un factor que permite diseñar las máquinas con distintos valores de las alturas de presión teórica y real. Para el presente trabajo se tomo como valor de σ a 5°.

$$\sigma = \beta_2 - \beta_3 \quad (4.3)$$

El vector de la velocidad u_{2w} , que significa la proyección de la velocidad relativa (w_2) sobre la velocidad tangencial (u_2) a la salida del impulsor, es despejado de la ecuación 4.2, y reemplazando los valores en dicha ecuación, tenemos como resultado una velocidad igual a 5.66 m/s.

Se sabe que el vector de la velocidad tangencial se puede expresar como la suma de las proyecciones de la velocidad relativa (w) y la absoluta (c) (formula 4.4). Despejamos de la ecuación 4.4 la velocidad absoluta proyectada u_{2c} , y reemplazamos los datos conocidos, obteniéndose un valor de velocidad igual a 25.68 m/s.

$$u_2 = u_{2w} + u_{2c} \quad (4.4)$$

De la figura 4.1 se puede obtener una función trigonométrica que relacione la velocidad medirional (c_m), la velocidad absoluta proyectada y el ángulo α_2 (formula 4.5). Reemplendo los datos anteriormente calculados obtenemos el valor del ángulo α_2 que es igual a 5.53°

$$\alpha_2 = \text{Arc tan } \frac{c_m}{u_{2c}} \quad (4.5)$$

Finalmente de la relación trigonométrica mostrada en la ecuación 4.6 se despeja el valor de c_2 y se obtiene una velocidad absoluta igual a 25.80 m/s.

$$\text{Sen} \alpha_2 = \frac{c_m}{c_2} \quad (4.6)$$

4.1.2 Cálculo numérico de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2

Mediante el uso del CFD también se puede obtener el valor del ángulo α_2 y de la velocidad absoluta c_2 , tomando, al igual que en el caso teórico, como referencia los resultados obtenidos para un caudal fijo en su punto de mejor eficiencia (BEP). La velocidad absoluta obtenida por el CFD a la salida del impulsor es igual a 25.7 m/s y el ángulo α_2 igual a 5.4° (figura 4.2).

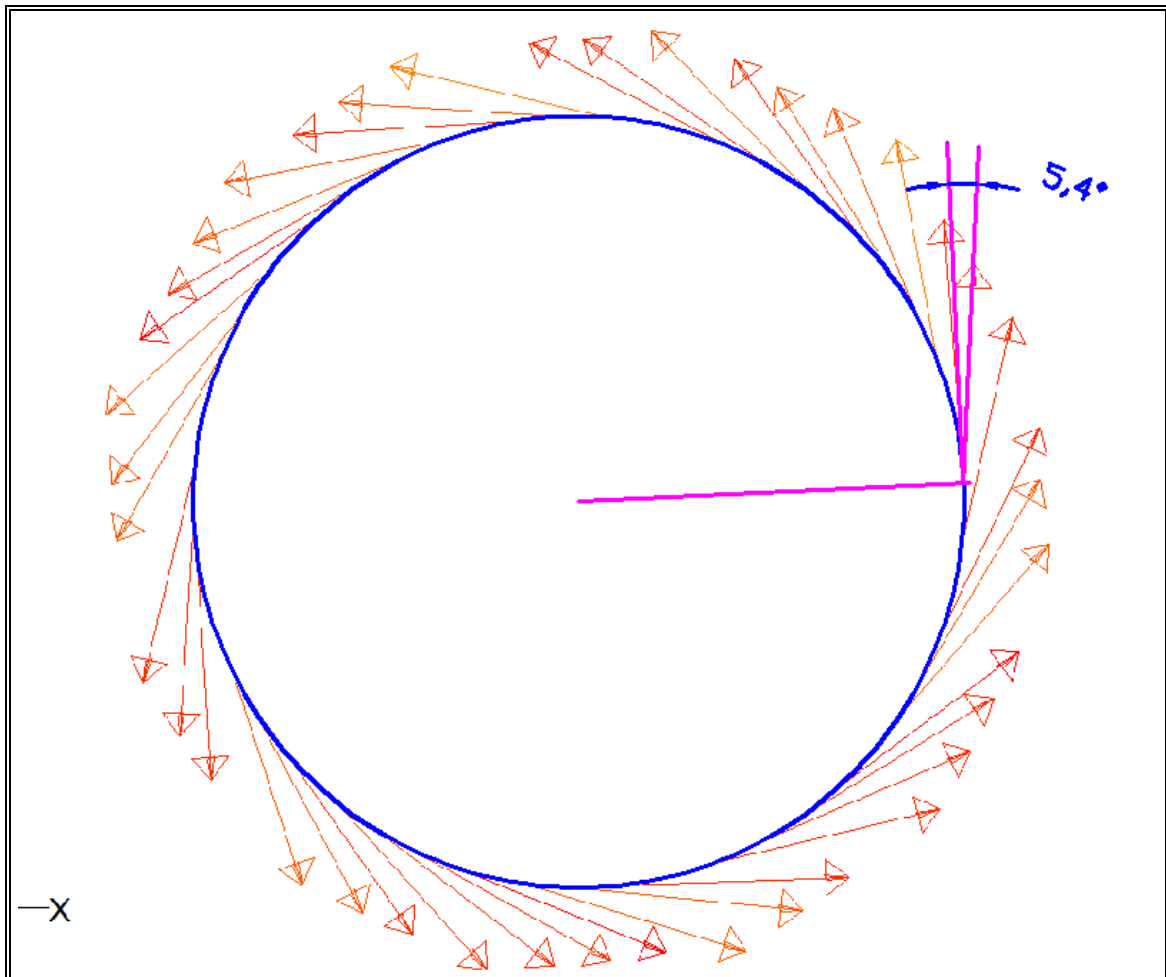


Figura 4.2: Ángulo α_2 y velocidad c_2 para el punto BEP

4.1.3 Comparación de los resultados para el cálculo de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2

Se recuerda que el principio fundamental del cálculo de la velocidad absoluta c_2 y el ángulo α_2 fue simplemente para hacer la comparación de dichos parámetros teóricos con los resultados obtenidos por el CFD, sirviendo para verificar que la simulación numérica esta bien encaminada. Cuando se realiza una simulación numérica por mas simple que sea, siempre se tiene que tener una idea previa de los resultados que se van a obtener o por lo menos tener un punto de partida que sirva de guía, para saber que la simulación nos va a entregar resultados lógicos. Si bien es

cierto que el ángulo α_2 es imaginario y no forma parte de la construcción del impulsor fue considerado como referente para esta monografía porque se puede calcular teóricamente y se puede hallar mediante el CFD (figura 4.2) al igual que la velocidad absoluta. Se recuerda que estos parámetros sirven para calcular la velocidad u_{c2} que luego se utiliza para obtener la altura teórica de la bomba.

Como se puede apreciar en la tabla 4.1 la diferencia entre los resultados teóricos y los obtenidos por el CFD, se encuentran muy próximos, con un error relativo con respecto al valor teórico para el ángulo de 2.4% y para la velocidad absoluta de 0.4 %. Cabe mencionar que para el valor del ángulo geométrico β_2 se tomo un promedio de varias mediciones realizadas, debido a la complejidad del modelo original de madera de la geometría del impulsor (figura 4.3). Además en el proceso de fabricación del impulsor este valor puede sufrir algunas pequeñas variaciones debido a problemas en el área de fundición o en el mecanizado final. También se pueden encontrar variaciones debido al material del impulsor, que para este caso se ha tomado como referencia uno de fabricación estándar (bronce).

Tabla 4.1: Comparación de resultados

	TEORICO		NUMERICO	
	ANGULO	VELOCIDAD ABSOLUTA	ANGULO	VELOCIDAD ABSOLUTA
	α_2	c_2	α_2	c_2
CAUDAL BEP	5.53°	25.8 m/s	5.4°	25.7 m/s



Figura 4.3: Modelo de madera del impulsor DIN 32-160

El valor del ángulo β_2 interviene inversamente en el cálculo del ángulo α_2 . Por tal razón el error mostrado entre los resultados teóricos y los numéricos, para el ángulo α_2 , puede disminuir si se realiza una medición mas precisa.

El error en la velocidad absoluta es muy pequeño, pero dicha diferencia se sustenta debido a que en el cálculo teórico no se toma en cuenta las pérdidas en el impulsor debido a la fricción con los álabes, que en el caso del CFD se encuentran integradas al momento de ingresar el tipo de material del impulsor.

En líneas generales los dos resultados están muy próximos y seria ideal compararlos con resultados experimentales, pero la dificultad de contar con equipos capaces de tomar estos valores en el laboratorio de prueba, no nos permite realizar una comparación real, por eso los resultados mostrados en la tabla 4.1 serian tomados

solo como valores referenciales. Los resultados entregados por el CFD estarían mas cercanos a la realidad, debido a las consideraciones tomadas al momento de ingresar los datos al CFD, debido a que siempre que se realiza un trabajo de simulación se intenta recrear un escenario cuasi-real.

Estos resultados son importantes porque nos dan un buen primer acercamiento a los resultados reales, permitiendo hacer algunas modificaciones previas antes de la fabricación final del modelo.

4.2 Curva H-Q

A continuación se va a realizar una comparación entre los resultados experimentales y los numéricos.

4.2.1 Curva H-Q Experimental

La curva H-Q, se obtuvo mediante la prueba de funcionamiento de la bomba DIN 32-160 en el laboratorio de prueba de la empresa Hidrostal S.A. bajo la norma ISO 9906 grado 2. Los resultados de la prueba de funcionamiento fueron registrados en un protocolo diseñado especialmente para este tipo de bombas (figura 4.4). En este protocolo de prueba se registran los valores necesarios para calcular el ADT detallado en el capítulo II.

El procedimiento básico para esta prueba fue tomar un caudal como dato fijo, el cual se mide en el caudalímetro, y registrar la presión de succión y descarga mediante los manómetros ubicados en las tuberías correspondientes. Se mide la distancia entre manómetros y se calcula las velocidades en la brida de succión y de descarga. Este sería el procedimiento seguido para un solo punto de funcionamiento. Para la prueba se tomaron un total de 8 puntos. También para la presente prueba se considero un tipo de succión positiva.

Además en este protocolo también se registran los valores eléctricos obtenidos para el motor, lo cual nos permite calcular la eficiencia de la bomba y otros parámetros de importancia.

Cabe resaltar el cuidado especial que se tiene que hacer al momento de realizar estas pruebas debido al manejo de los equipos y el empleo de voltajes elevados para las pruebas. La seguridad personal es importante para este tipo de pruebas, por eso el uso del equipo de seguridad es el requerimiento principal antes de realizar cualquier tipo de prueba en el laboratorio.


CLIENTE:				P.I.				HR No.				O.T.																			
BOMBA TIPO:				SERIE No.				IMPULSOR D2=				[mm]																			
TRANSMISION:				MOTOR:				Dsucc.:				PALANCA				FECHA:															
CAPACIDAD DEL CILINDRO:				Q =				H (mm) / t (seg)				T H ₂ O				°C				Ddesc.:				LUZ				PRUEBA NO.:			
No.	CAUDAL CILINDRO			Hs		Hd		Zs	Zd	Hv	H mano	F	N1	P	EF	N2 =	Const (RPM)														
	H mm	t seg	L/seg.	HG mm.	m WS	HG mm.	Lbs.	10 ⁴ Pa	m WS	m WS	m WS	m WS	kg-f	RPM	KW	%	Q(l/s)	Hmano (m)	P (Kw)												
1																															
2																															
3																															
4																															
5																															
6																															
7																															
8																															
9																															
10																															
11																															
12																															
13																															
14																															
15																															
16																															
17																															
OBSERVACIONES										PROBADO POR:										APROBADO POR:											

Figura 4.4: Ejemplo de un protocolo de prueba

La curva H-Q es una de las características importantes que finalmente se busca obtener mediante la prueba experimental. Las curvas de las bombas de la empresa Hidrostat S.A. se encuentran archivadas en el área de Investigación y Desarrollo, el cual es el ente encargado de guardarlas, suministrarlas y verificar su correcto cumplimiento en las pruebas con testigo presente. Las curvas Hidrostat cumplen para condiciones normales de operación según la norma ISO 9906:1999 grado 2.

Además bajo esta norma, se permite entregar bombas para un punto de operación que se encuentre dentro las bandas de tolerancia. Las bandas de tolerancia son curvas que limitan al punto de operación requerido por el cliente para una bomba. El grado 2 nos permite una tolerancia del 5% para arriba y abajo de la curva de la bomba probada.

En la figura 4.5, se muestra la curva de funcionamiento para la bomba DIN 32-160 de 171 mm de diámetro y una velocidad 3500 rpm

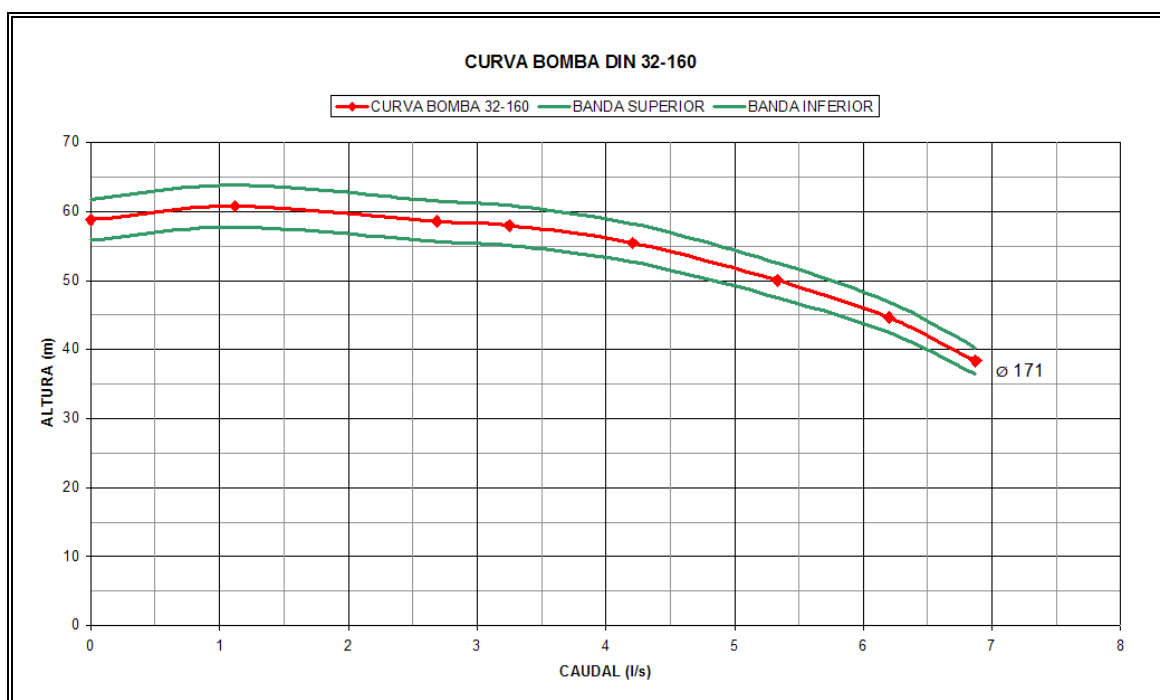


Figura 4.5: Curva H-Q y bandas de tolerancia para la bomba 32-160

4.2.2 Curva H-Q numérica

La simulación numérica de la bomba DIN 32-160 mediante el CFD, dio como resultado una nube de puntos que permitieron predecir la curva H-Q. (figura 4.6). El procedimiento para calcular el ADT de la bomba DIN 32-160 es semejante al mostrado en el caso experimental, con la diferencia de que todos los resultados son

obtenidos numéricamente. El CFD nos permite obtener el valor de la presión de la bomba en cualquier punto de la misma, pero para este caso se tomo una diferencial de presión entre los puntos donde se ubicarían los manómetros en el caso experimental. Teniendo el dato de la diferencia de presión, también se midió la distancia entre estos puntos, representando de esta manera la distancia entre manómetros. La velocidad fue calcula para cada sección transversal, tanto en la brida de succión como en la de descarga. El procedimiento para obtener la curva numérica fue variar el caudal tomando un intervalo de 0.5 l/s, para cada punto representativo de la curva. El tiempo de simulación para cada punto fue de 1 hora.

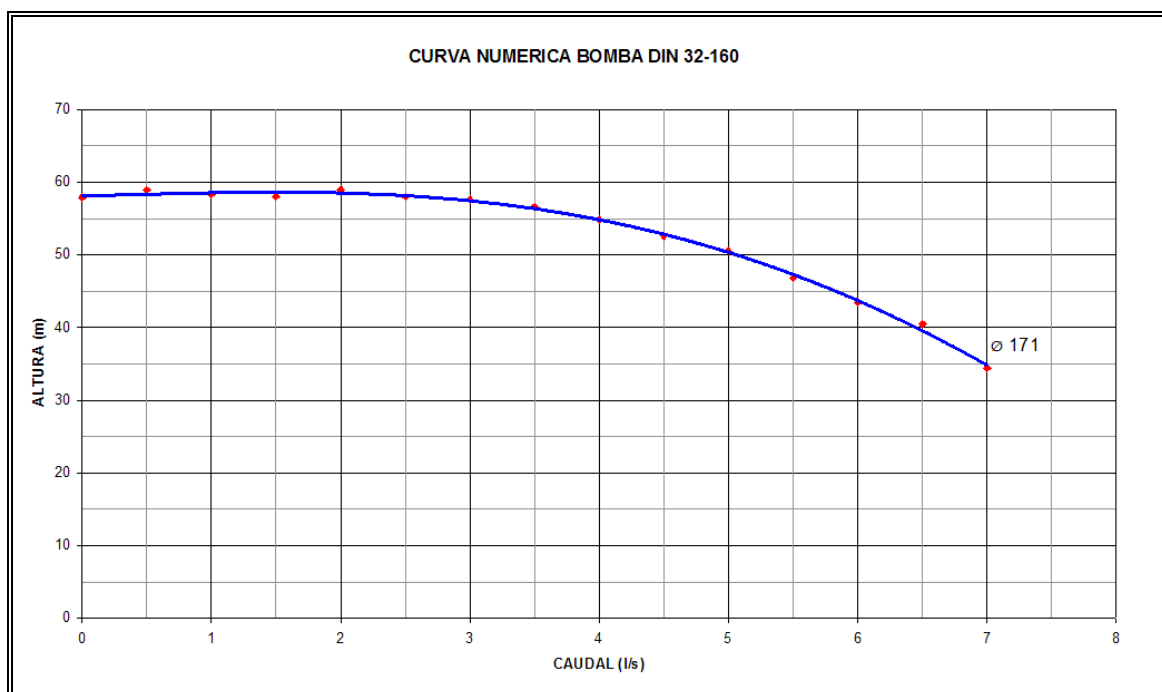


Figura 4.6: Curva numérica de la bomba 32-160

4.2.3 Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la curva H-Q

Como se puede apreciar en la figura 4.7, los resultados numéricos se aproximan bastante bien a los resultados reales. Los resultados obtenidos por el CFD

se encuentran por debajo de la curva real de la bomba, esto es debido a una serie de variables que intervienen directamente en la simulación numérica, siendo la más importante la representación en 3D del modelo de la bomba. Si bien se realizó un dibujo en 3D de la bomba DIN 32-160, este presentó ciertas simplificaciones en zonas donde el mallado sería demasiado fino y provocaría mucho tiempo de cálculo. Además hay partes de la bomba que necesitan una representación superficial especial, como por ejemplo en la forma de los álabes del impulsor. El programa CAD Inventor presentó ciertos problemas al momento de representar estas superficies, por lo que se tuvo que realizar algunas simplificaciones geométricas para saltar este problema, provocando de esta forma la pérdida de precisión en la curva H-Q.

Pero como se observa en la figura 4.7 los resultados numéricos caen dentro de la banda de tolerancia, esto nos permite cumplir con el requerimiento de la norma ISO 9906:1999 de grado 2.

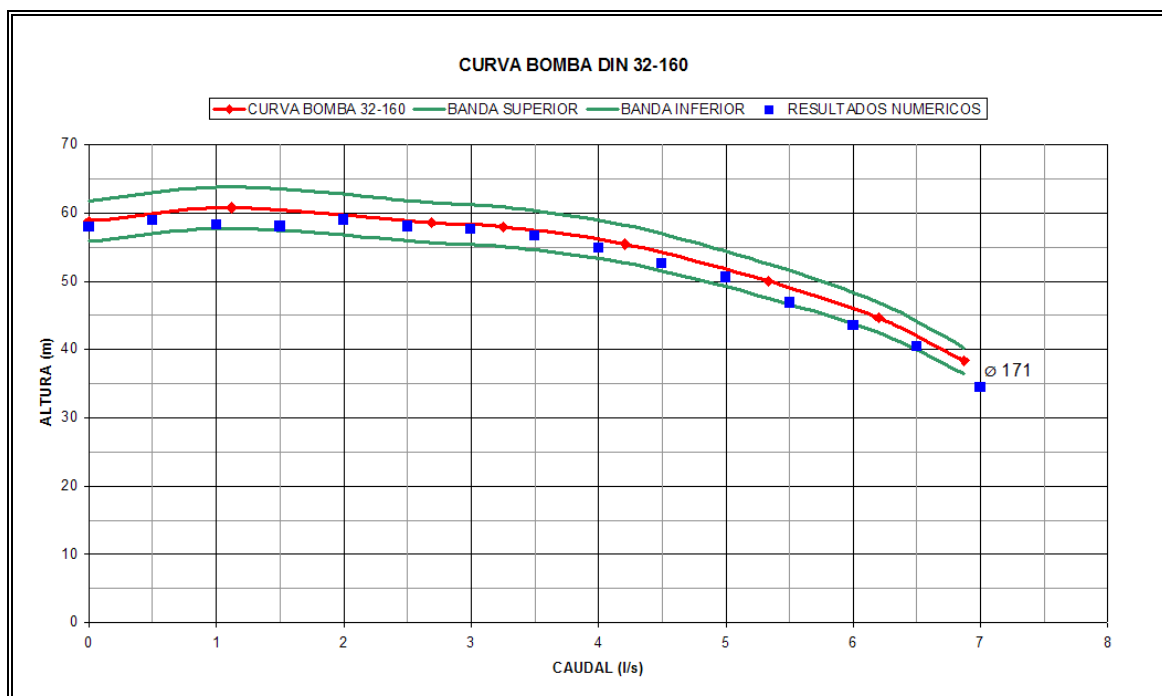


Figura 4.7: Comparación de los resultados experimentales y numéricos

4.3 Conclusiones y recomendaciones

La aplicación del CFD en la EAP de Ingeniería Mecánica de fluidos a estado orientada al campo de la investigación, principalmente al área de la aerodinámica y a ciertas aplicaciones hidráulicas, como por ejemplo para flujos de superficie libre. El presente trabajo monográfico nos da un primer avance de las aplicaciones del CFD en las turbomquinas y de los beneficios de su aplicación en esta área.

Actualmente en el Peru no existe una empresa dedicada a la fabricación de bombas que utilice la tecnología del CFD para mejorar sus procesos, en este aspecto Hidrostal S.A. seria una de las pioneras en implementar este tipo de aplicaciones. En una primera etapa se esta utilizando el CFD para ver detalles que no pueden ser visualizados en la practica y de esta manera detectar los posibles problemas internos de las bombas. Además se estan mejorando los diseños acondicionandolos al flujo de fluidos que pasa por la bomba, disminuyendo las pérdidas y aumentando la eficiencia.

En un segundo etapa se planea implementar rutinas de estudios específicos, como por ejemplo los modelos de cavitación. Finalmente se estarian orientando los estudios del CFD al diseño de nuevas bombas para aplicaciones especiales ademas de mejorar los procesos de producción y disminuir los costos.

En pocos años el CFD se esta convirtiendo en una herramienta muy importante en el desarrollo de nuevas tecnologías, porque no solo esta siendo aplicada al campo de la investigación como fue en sus inicios, sino que esta entrando con mucha fuerza a las aplicaciones industriales.

Una de las finalidades del presente trabajo monográfico es mostrar que las aplicaciones del CFD se esta expandiendo y que se estan volviendo en una herramienta muy importante para el desarrollo tecnológico, tanto para la investigación como para la industria privada.

En la industria de las bombas cuando se requiere diseñar un nuevo modelo para un cierto punto de funcionamiento, el procedimiento a seguir es el de

calcular un modelo físico y probar su funcionamiento experimentalmente. De esta manera se va ajustando el funcionamiento de la bomba hasta obtener el punto deseado, pero este procedimiento nos lleva a efectuar una serie de modificaciones del modelo físico hasta encontrar el modelo final, que nos lleva a consumir tiempos y costos. Pero utilizando el CFD se puede obtener un funcionamiento cercano al deseado, si la necesidad de tener un modelo físico. Mediante la aplicación del CFD se puede llegar a un 80% del modelo final disminuyendo así la cantidad de pruebas que se tendrían que realizar, ahorrando tiempos y costos. La intención del presente trabajo fue demostrar que se puede llegar a una muy buena aproximación de la curva real, utilizando el CFD.

Los resultados obtenidos pueden ser mejorados variando algunos parámetros, uno de ellos y el mas importante sería el mejorar la representación geométrica de la bomba, pues al momento de dibujarla se realizaron algunas simplificaciones para evitar aumentar la densidad del mallado en ciertas zonas, pues como se explico anteriormente, esto nos llevaría a aumentar el tiempo de cálculo y el requerimiento de procesadores mas potentes.

Además se puede modificar los modelos de turbulencia utilizados, variando las variables que gobiernan estos modelos, hasta ajustarlos a los requerimientos de la bomba.

Se sugiere adicionar otros modelos para el cálculo de otras características del funcionamiento de las bombas, como puede ser el modelo de la cavitación. Además se puede implementar estudios de residuos sólidos para bombas especiales.